

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Zařízení proti přetížení orebního ústrojí

Anti Overload Equipment of the Plowing System

Student:

Bc. Michal Palička

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Ostrava 2015

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Michal Palička**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje
Téma: **Zařízení proti přetížení orebního ústrojí**
Anti Overload Equipment of the Plowing System

Zásady pro vypracování:

Navrhněte zařízení na ochranu orebního ústrojí, které slouží především pro pluhů používané při orbě půd s občasným výskytem pevných překážek. Radlice se po jejich překonání opět automaticky zahloubí. Provozní specifikace a parametry budou upřesněny na základě podkladů firmy OPaLL-AGRI s.r.o. Zpracujte vlastní konstrukční návrh v podobě 3D modelu. Proveďte pevnostní kontrolu vybraných uzlů. Zpracujte výkresovou dokumentaci (rozsah určí vedoucí práce).

Seznam doporučené odborné literatury:

KALAB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1290-8
KALAB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů*. 1. vydání Ostrava: Montanex a.s. Ostrava, 2000. ISBN 80-7225-018-3
MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 2. vydání. Ostrava: Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M. *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Ostrava: Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1782-8

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

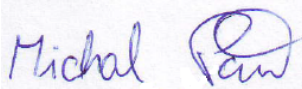


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 18. 5. 2015



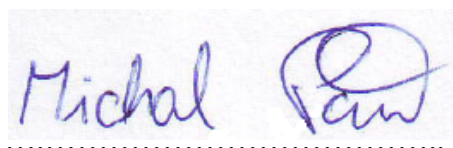
.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/200 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ведо́мí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ведо́мí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 18. 5. 2015



.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Michal Palička

Adresa trvalého pobytu autora práce: Josefská 23, Opava

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

PALIČKA, M.: *Zařízení proti přetížení orebního ústrojí*. Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování - 340, Fakulta strojní VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2015. 76s. Diplomová práce, vedoucí: Kubín, T.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem zařízení proti přetížení orebního ústrojí. Jedná se o hydro-pneumatické non-stop jištění orebního ústrojí pro oboustranné radličné pluh. Při najetí orebního tělesa na překážku v půdě se těleso vyhloubí směrem vzhůru či do boku a po jeho překonání opět vrátí do pracovní pozice. Těleso je jištěno silou vyvozenou přímočarým hydromotorem připojeným k hydraulickému akumulátoru, který je natlakovaný na provozní tlak. Jistící síla, kdy je těleso vychýleno z pracovní pozice, je regulovatelná změnou tlaku v hydraulickém okruhu v závislosti na podmínkách a typu půdy. Zařízení je určeno pro orbu ve středních a těžkých podmínkách s velkým výskytem kamení.

ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

PALIČKA, M.: *Anti Overload Equipment of the Plowing System*. Ostrava: Department of Production Machines and Design - 340, Faculty of Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2015. 76p. Diploma thesis, head: Kubín, T.

This diploma thesis deals with the engineering design device against overload of plowing system. It is a hydro-pneumatic non-stop protection of plowing system for sided furrow ploughs. When plough body runs on an obstacle in soil, it moves upwards or sideways. After overcoming the obstacle, the body returns to the working position. The body is secured by a force generated by linear hydraulic motor connected to hydraulic accumulator, which is pressurized to operation pressure. Securing force, when the body is deflected from the working position, is controllable by changing the pressure in hydraulic circuit depending on conditions and soil type. The device is intended for ploughing in medium and heavy conditions with high incidence of stones.

OBSAH

ÚVOD	12
1 RADLIČNÉ PLUHY	14
2 POJISTNÁ ZAŘÍZENÍ OREBNÍHO ÚSTROJÍ OBOUSTRANNÝCH PLUHŮ	17
2.1 Střížné jištění orebního tělesa	17
2.2 Jištění listovými pružinami	19
2.3 Jištění tandemovými sloupky s tlumícím členem	20
2.4 Jištění hydraulickým válcem umístěným v těle držáku	22
2.5 Jištění hydraulickým válcem vně těla držáku	23
3 VARIANTNÍ ŘEŠENÍ	25
4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	29
4.1 Princip funkce	30
4.2 Tělo držáku	32
4.3 Uchycení k rámu pluhu	36
4.4 Pákový mechanismus	37
4.5 Přímočarý hydromotor	39
4.6 Táhlo	40
5 VÝPOČTOVÁ ČÁST	41
5.1 Nastavení geometrie držáku	41
5.2 Výpočet silových poměrů držáku	43
5.3 Návrhový výpočet součástí přímočarého hydromotoru	48
5.4 Návrhový výpočet hydraulického akumulátoru	52
5.5 Návrhový výpočet trhačího šroubu	56
5.6 Kontrola svaru v místě uchycení bočnice	57
5.7 Kontrolní výpočet uchycení táhla	59
5.8 Kontrolní výpočet kulového styku	65
5.9 Kontrola konstrukce non-stop jištění	68
6 ÚDRŽBA ZAŘÍZENÍ	70

6.1	Výměna oleje	70
6.2	Nastavení tlaku v akumulátoru	70
6.3	Výměna trhačího šroubu	71
6.4	Kontrola zařízení.....	71
7	ZÁVĚR	72
8	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	73
9	SEZNAM PŘÍLOH.....	75

SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ

A	reakce v čepu	[N]
A_x	reakce v čepu – osa x	[N]
A_y	reakce v čepu – osa y	[N]
B	síla v táhle	[N]
B_x	síla v táhle – osa x	[N]
B_y	síla v táhle – osa y	[N]
C	dynamická únosnost ložiska	[N]
C_a	korekční faktor	[-]
C_0	statická únosnost ložiska	[N]
D_1	vnější průměr kloubového ložiska	[m]
D_p	průměr pístu hydromotoru	[m]
D_1	vnější průměr válce hydromotoru	[m]
F	síla vyvozená hydromotorem	[N]
F'	maximální zatěžující síla na špičce orebního tělesa	[N]
$F_{\text{čep}}$	síla v čepu táhla	[N]
$F_{\text{čep}}'$	skutečná síla v čepu táhla	[N]
$F_{\text{pš}}$	síla působící na styčnou plochu opěrných bodů	[N]
F_t	trhací síla	[N]
F_t'	skutečná trhací síla	[N]
$F_{\text{táhlo}}$	síla v táhle	[N]
F_v	zatěžující síla vidlice čepu táhla	[N]
H	maximální zdvih hydromotoru	[m]
ΔH	pracovní zdvih hydromotoru	[m]
J	moment setrvačnosti plochy průřezu pístní tyče k ose souměrnosti	[m ⁴]
J_{xS}	celkový moment setrvačnosti plochy průřezu svarů k ose souměrnosti	[m ⁴]
J_{xS1}	moment setrvačnosti plochy průřezu svaru 1 k ose souměrnosti	[m ⁴]
J_{xS2}	moment setrvačnosti plochy průřezu svaru 2 k ose souměrnosti	[m ⁴]
M_o	ohybový moment	[N·m]
P	síla na špičce orebního tělesa	[N]
R	vyhlubovací poloměr špičky orebního tělesa	[m]
R_e	mez kluzu materiálu	[MPa]
R_m	mez pevnosti v tahu materiálu	[MPa]

R_p	poloměr pístu hydromotoru	[m]
R_1	vnější poloměr válce hydromotoru	[m]
S	plocha průřezu pístu hydromotoru	[m ²]
S_k	kritický průřez vidlice čepu táhla	[m ²]
S_o	opěrná plocha v místě pod hlavou šroubu s kulovou hlavou	[m ²]
S_p	plocha průřezu pístní tyče hydromotoru	[m ²]
$S_{pš}$	styčná plocha mezi pouzdrem a šroubem s kulovou hlavou	[m ²]
S_{sv}	celková nosná plocha svarů v místě uchycení bočnice	[m ²]
S_1	nosný průřez svaru 1 v místě uchycení bočnice	[m ²]
S_2	nosný průřez svaru 2 v místě uchycení bočnice	[m ²]
ΔV	užitečný objem akumulátoru	[m ³]
V_0	efektivní objem plynu akumulátoru	[m ³]
V_{0ideal}	požadovaný objem plynu	[m ³]
V_{0real}	objem plynu při zohlednění reálných poměrů plynu	[m ³]
V_1	objem plynu při p_1	[m ³]
V_2	objem plynu při p_2	[m ³]
W_o	modul průřezu v ohybu	[m ³]
a	kolmá vzdálenost osy táhla k opěrnému bodu	[m]
a'	velikost koutového svaru uchycení bočnice	[m]
a''	velikost koutového svaru vidlic čepu táhla	[m]
a_n	kolmá vzdálenost osy táhla k opěrnému bodu, při vyhloubení $x = n$	[m]
a_0	kolmá vzdálenost osy táhla k opěrnému bodu, při vyhloubení $x = 0$ mm	[m]
b	vzdálenost špičky orebního tělesa k ose držáku	[m]
b'	šířka uchycení bočnice	[m]
b''	šířka vidlice čepu táhla	[m]
c	kolmá vzdálenost špičky orebního tělesa k opěrnému bodu	[m]
c_n	kolmá vzdálenost špičky orebního tělesa k opěrnému bodu, při vyhloubení $x = n$	[m]
c_0	kolmá vzdálenost špičky orebního tělesa k opěrnému bodu, při vyhloubení $x = 0$ mm	[m]
c_{II}	koeficient snížení napětí při mívivém zatížení	[-]
d	rozměr pákového poměru	[m]
d_{ξ}	průměr čepu táhla	[m]
d_p	průměr pístní tyče hydromotoru	[m]

d_3	malý průměr závitu šroubu (jádru)	[m]
e	rozměr pákového poměru	[m]
f	rozměr pákového poměru	[m]
g	světlost rámu pluhu	[m]
h	výška rámu pluhu	[m]
h'	délka uchycení bočnice	[m]
h''	výška vidlice čepu táhla	[m]
i	poloměr setrvačnosti průřezu pístní tyče	[m]
k_s	součinitel bezpečnosti svaru	[-]
l	rameno zatěžující síly	[m]
l_{red}	redukováná délka pístnice závisející na způsobu uchycení hydromotoru	[m]
n	polytropický exponent	[-]
o	šířka vymezujícího kroužku uložení kloubového ložiska	[m]
p	tlak v hydromotoru	[MPa]
p_{DOV}	dovolený tlak	[MPa]
p_{max}	maximální zkušební tlak hydromotoru	[MPa]
p_o	tlak v opěrné ploše	[MPa]
p_{oko}	měrný tlak v oku táhla	[MPa]
p_{okoDOV}	dovolený tlak v oku táhla	[MPa]
$p_{pš}$	tlak ve styčné ploše opěrných bodů	[MPa]
p_v	měrný tlak ve vidlici	[MPa]
p_{vDOV}	dovolený tlak ve vidlici	[MPa]
p_0	plnicí tlak plynu akumulátoru	[MPa]
p_1	pracovní tlak v hydraulickém okruhu	[MPa]
p_2	provozní tlak v hydraulickém okruhu	[MPa]
q	rameno síly na špičce orebního tělesa	[m]
r	rameno trhací síly	[m]
s_{min}	tloušťka stěny tělesa hydromotoru	[m]
Δt	rozsah provozních teplot pracovní kapaliny – oleje	[°C]
u	šířka vnějšího kroužku kloubového ložiska	[m]
v	šířka rámu pluhu	[m]
w	šířka kloubového ložiska	[m]
x	vyhlubovací výška	[m]
x_n	výška vyhloubení v obecném místě	[m]

z	šířka vidlice čepu táhla	[m]
z'	rozměr základny svaru	[m]
α	úhel mezi osou hydraulického válce a osou držáku	[°]
β	úhel mezi osou hydraulického válce a osou táhla	[°]
β'	součinitel velikosti svaru	[-]
δ	úhel vyhloubení držáku	[°]
λ	štíhlost pístní tyče	[-]
σ_{hc}	únavová pevnost (tah-tlak) při míjivém zatížení	[MPa]
σ_o	napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_{o\ DOV}$	dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_p	napětí v tlaku	[MPa]
$\sigma_{p\ DOV}$	dovolené napětí v tlaku	[MPa]
σ_t	napětí v tahu	[MPa]
$\sigma_{t\ DOV}$	dovolené napětí v tahu	[MPa]
τ_{\perp}	kolmá složka napětí ve svaru	[MPa]
τ_{\parallel}	rovnoběžná složka napětí ve svaru	[MPa]
τ_{DOV}	dovolené napětí ve svaru	[MPa]
$\tau_{výsl.}$	výsledné napětí ve svaru	[MPa]

ÚVOD

Orba je jedním ze základních faktorů ovlivňující úrodnost půdy. Kvalitní provedení orby je nezbytné. Ovlivňují jej nejen vlastnosti půdy, ale i vhodnost použitého nářadí a dovednost pracovníka. Správně provedená orba musí půdu dostatečně prokypřit, rozdrobit, promísit a dokonale obrátit. Při obracení dochází k zapravování organických zbytků předchozí plodiny a jednotlivých plevelů, čímž je půda obohacena o organickou hmotu a zároveň jsou potlačovány plevely. Nakypřením půdy se zvyšuje obsah vzduchu v půdě, což je důležité pro mineralizaci organických zbytků. Dále také dochází ke zvyšování její schopnosti zadržovat srážkovou vodu, čímž se zabrání intenzivního využívání energeticky náročného zavlažování, hnojiv a herbicidů. Kypřená půda se stává úrodnou a produktivní, zatímco nekypřená půda má v průběhu času klesající tendenci v produktivitě kvůli erozi a poklesu živin s každou sklizní. Dobré drobení je důležité nejen pro vytváření vhodné struktury půdy, ale umožňuje také minimalizaci dalších předseťových operací při zpracování.

Vývoj mechanizačních prostředků ke zpracování půdy směřoval od motyk a rýčů k nářadí na provádění orby. Nejstarší vyobrazení rádlu, tj. radlice, která půdu pouze kypří, ale neobrací je z Mezopotámie ze 4. tisíciletí př. n. l. Orba prvními kovovými nástroji vyrobenými z mědi a se zvířecím potahem je známá z Egypta ze 2. tisíciletí př. n. l. Kovové nástroje vyrobené ze železa nebo litiny byly používány až v 8 a 9. století n. l. Pluh se šroubovou odhrnovačkou v roce 1763 zkonstruoval Angličan James Small. Bratřenci Veverkové z Rybitví u Pardubic zkonstruovali v letech 1824 až 1827 pluh (tzv. ruchadlo), který měl válcovou odhrnovací desku. Jejich pluh byl vybaven také plazem a ostřím nastaveným šikmo ke směru jízdy, radlice dobře odkrojovala a překlápěla skývu. Oproti pluhům typu zkonstruovaným Smallem, i mnohem lépe drobil půdu. Došlo také k výraznému snížení potřeby tažné síly a hloubka orby při uspokojivé kvalitě dosahovala až 22 cm. Jejich ruchadlo je jedním z nejvýznamnějších činů v historii zemědělství, neboť bylo začátkem nové kvality ve stavbě oradel a umožnilo intenzivnější pěstování polních plodin.

Pluhy byly zpočátku poháněny lidskou silou, ale proces orby se stal podstatně účinnější, když do provozu byla využita zvířata. S příchodem průmyslové revoluce se v 19. století v průmyslově vyspělých zemích na scénu dostávají první mechanické prostředky k tahání pluhu a to na parní pohon - parní traktory. Ty byly postupně nahrazeny spalovacími pohony traktorů, které se používají dodnes. [2]

Dnešní moderní pluhy se stále vyvíjejí a zdokonalují, ale princip konstrukce se od dob bratranců Veverkových nijak výrazně nezměnil.

Ve své diplomové práci se budu zabývat řešením konstrukčního návrhu zařízení proti přetížení orebního ústrojí oboustranných radličných pluhů. Tato diplomová práce byla tvořena pod záštitou firmy OPaLL-AGRI s.r.o. zabývající se výrobou zemědělských strojů. Dnes firma nabízí jištění orebního ústrojí tandemovými sloupky s pružinovým tlumícím elementem. Jelikož chtěla firma rozšířit svou nabídku zákazníkům v oblasti jištění orebního ústrojí o hydro-pneumatického non-stop jištění, a srovnat tak krok s konkurencí, využili mého dotazu na diplomovou práci a tohle téma mi zadali.

Zabývat se budu konstrukcí držáku v rozsahu od uchycení k rámu až po bočnice, ke kterým jsou našroubovány slupice orebního ústrojí. Dále především nadefinováním a následným zkonstruováním pákového mechanismu a z něj vycházejících silových poměrů působících ze špičky orebního tělesa přes slupice, tělo držáku, táhlo, pákový mechanismus, přímočarý hydromotor, až ke stlačení plynu v hydraulickém akumulátoru. Výchozím požadavkem je, aby se při natlakování hydraulického akumulátoru na provozní tlak 14 MPa začalo těleso vyhlubovat při síle 18 kN působící na špičku orebního tělesa. Tento tlak, potažmo jistící sílu si pak může obsluha traktoru měnit v závislosti na typu půdy a provozních podmínkách. Pro dimenzování jednotlivých komponent držáků je vycházeno z těchto sil na ně působících.

Hydro-pneumatické jištění je určeno:

- pro oboustranné pluhy firmy OPaLL-AGRI s.r.o. Jupiter II, Europa II a Orion
- pro orbu ve středně těžkých a těžkých podmínkách s velkým výskytem kamení
- jako alternativa stávajícího jištění firmy OPaLL-AGRI s.r.o. dle požadavků zákazníka

Cíle diplomové práce

- vypracovat rešerši konvenčně používaných řešení
- navrhnout variantní řešení
- navrhnout konstrukci vybrané varianty hydro-pneumatického systému proti přetížení orebního ústrojí
- zpracovat výkresovou dokumentaci
- výpočty ověřit správnost návrhu

1 RADLIČNÉ PLUHY

Oráním a kultivací půdy homogenizujeme a upravujeme horních 12–25 cm zeminy. Tažený pluh svým pluhovým ostřím vodorovně odřezává přibližně 30 cm široký pruh zeminy. Šířka odřezávaného pruhu je nastavitelná dle potřeby. Tento pruh zeminy pak najíždí na spirálově stočenou ohrnovací desku, postupně se zvedá, až se nakonec obrátí o 180°.

Zpracování půdy se dělí podle hloubky zpracování ornice a podle způsobu obracení a drobení půdy. Podle hloubky zpracování ornice rozeznáváme podmítku (od 5 cm), mělkou, střední, hlubokou, velmi hlubokou orbu a rigolování (až 60 cm). [2]

Rozdělení pluhů [2]

- a) podle konstrukce pracovního ústrojí: radličné; talířové, rotační; kombinované; speciální
- b) podle způsobu obracení skývy: jednostranné; oboustranné; výkyvné
- c) podle relativního pohybu pracovních orgánů vzhledem k rámu stroje: bez relativního pohybu (radličné pluh); s relativním ohybem (talířové nebo rotační pluh)
- d) podle účelu použití: podmítací; pro orbu; pro rigolování
- e) podle energetického prostředku: potažní; traktorové (nesené, návěsné); samojízdné

Hlavní části radličných pluhů

Radličné pluhy jsou tvořeny hlavními částmi a orebním ústrojím. Hlavní části radličných pluhů mohou v závislosti na provedení pluhu tvořit rám, závěs, pojezdové ústrojí, seřizovací ústrojí, zvedací ústrojí, zařízení pro drcení hrud, rovnání povrchu, utužení půdy a další speciální zařízení například k aplikaci hnojiv, setí apod. [2]

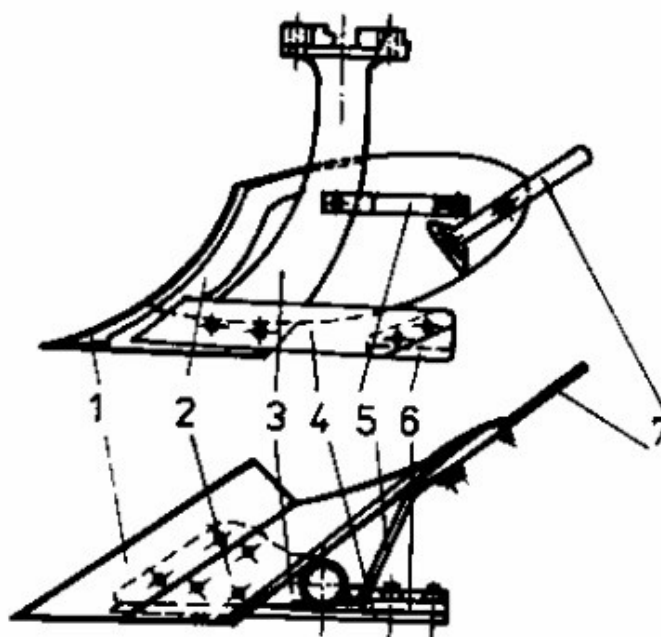
Rám pluhu musí být tuhý, aby se nedeformoval při náhlém zvýšení odporu. Současně nesmí mít příliš velkou hmotnost. Rám mívá jeden nebo dva centrální nosníky ze silnostěnné ocelové trubky kruhového, obdélníkového nebo čtvercového průřezu. Nebo je řešen jako příhradová konstrukce z více kratších a méně masivních dílů. [2]

Závěs slouží pro připojení pluhu k traktoru. Pluh se připojuje do spodních ramen hydrauliky traktoru nebo do jeho tříbodového závěsu. [2]

Seřizovací ústrojí radličného pluhu tvoří několik mechanismů, kterými lze seřizovat: hloubku orby, příčné nastavení pluhu, podélné nastavení pluhu, osu tahu a u vario pluhů pak polohu první radlice a záběr pluhu. [2]

Orební ústrojí

Radličné orební těleso (Obr 1.1) se skládá z pracovních a pomocných částí. Pracovní části tvoří čepel, odhrnovačka, škrabka, plaz a pero. Pomocnými částmi jsou slupice, vzpěra a spojovací šrouby. Všechny části orebního tělesa jsou kvůli výměně kterékoli z nich spojeny šrouby. Orební těleso jako celek je pak připevněno k rámu pluhu třmeny, šrouby nebo čepy. Orební tělesa bývají proti poškození při náhlém výskytu překážky v půdě opatřena pojistnými zařízeními. [2]



Obr. 1.1 Radličné orební těleso: 1 – čepel, 2 – odhrnovačka, 3 – slupice, 4 – plaz, 5 – vzpěra, 6 – patka, 7 – péro [2]

Pojistná zařízení orebního ústrojí

Účelem pojistek je zabránit poškození orebního tělesa. Předradličky, krojidla a podrýváky se nejistí. Pro jištění orebních těles se používají pojistky mechanické (střížné, trhací, pružinové, pákové a třecí), hydraulické a pneumatické. Ty se mohou rozdělit podle své funkce, která je buď deformační, nebo nepřetržitá, která orební těleso při njetí na překážku vyhloubí a po překonání překážky opět vrátí do pracovní pozice, aniž by pracovník musel jakkoli zasahovat, například vyměňovat střížený šroub. [2]

2 POJISTNÁ ZAŘÍZENÍ OREBNÍHO ÚSTROJÍ OBOUSTRANNÝCH PLUHŮ

Současná jištění mívají kombinaci nepřetržitého jištění s deformačním, kdy se deformační jištění využívá jako sekundární jištění, kdyby došlo k náhlému zaklesnutí orebního tělesa.

Dnes nejčastěji používané zařízení pro ochranu orebního ústrojí:

Jištění s deformačním prvkem

- střižný šroub
- trhací šroub

Nepřetržitá neboli non-stop jištění se liší svým tlumícím elementem

- listovými pružinami
- tandemovými sloupky
 - vinutá pružina
 - hydraulický válec
- hydraulickým válcem v těle držáku
- hydraulickým válcem vně těla držáku

2.1 Střižné jištění orebního tělesa

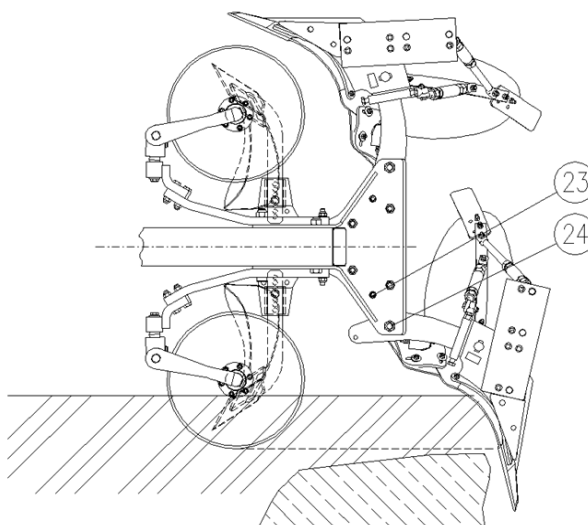
Střižné a trhací pojistky vyžadují po vychýlení nástroje jeho ruční vrácení do původní polohy, výměnu přestřiženého nebo přetrhnutého kolíku (šroubu). Toto jištění je vhodné pro pluh, které budou pracovat v lehkých půdách bez výskytu kamenů. V tomto případě není nutné vybavit pluh pojistkou s nepřetržitým jištěním, které bývá mnohem dražší.

Toto jištění bývá používáno i jako sekundární jištění proti zaklesnutí orebního tělesa u pluhů s non stop jištěním. Bude-li působit na toto jištění enormní síla, je zde právě střižný (trhací) šroub, který svou deformací ochrání ostatní části pluhu. [2]

A. Střižný šroub

Orební tělesa jištěná střižnými šrouby mají slupici spojenou s rámem pluhu dvěma šrouby (Obr. 2.1), z nichž je zpravidla přední ve dvou místech zeslaben vruby. Při najetí na překážku se v místech zeslabení šroub přestřihne a orební těleso se kolem druhého šroubu jako kolem čepu pootočí dozadu a dojde k jeho vyhloubení. Po překonání překážky

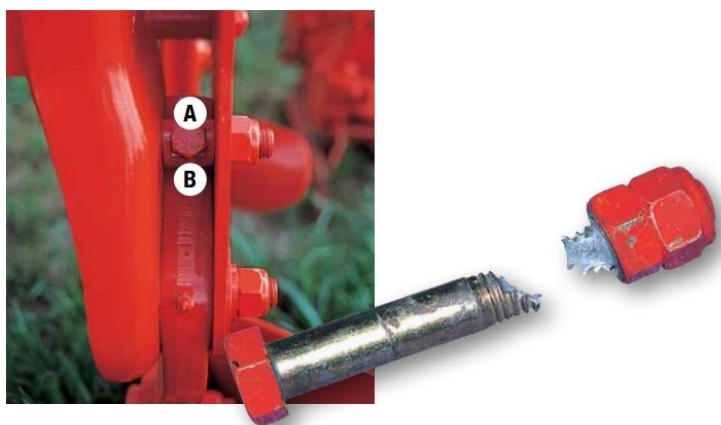
musí traktorista vyhloubit celý pluh, těleso vrátit do původní polohy, odstranit zbytky šroubu, vložit nový střížný šroub a zajistit jej maticí. Nevýhodou této konstrukce je velká spotřeba střížných šroubů v kamenitých půdách a jejich časově náročná montáž. [11]



Obr. 2.1 Střížné jištění orebního tělesa [11]

B. Trhací šroub

Jakmile síla působící na orební těleso překročí mezní hodnotu, dojde k přetržení šroubu. Tato varianta zabraňuje, oproti klasickému střížnému systému, přílišnému namáhání orebního tělesa. Šroub (A) je veden ve směru shodném se směrem působení síly, čímž se tento systém liší od střížného systému, kdy je osa střížného šroubu kolmá ke směru působení síly. V důsledku směru působení osových sil se opěra šroubu (B) při používání nikdy nezdeformuje ani se neohne (Obr. 2.2). Výhodou je také skutečnost, že se šroub po přetržení uvnitř nezachycuje, ale jednoduše ze slupice odpadne, což umožňuje jeho snadnou a rychlou výměnu. [13]



Obr. 2.2 Trhací šroub [13]

2.2 Jištění listovými pružinami

Způsob jištění proti překážkám v půdě pomocí listových pružin je nejjednodušší ochranný non-stop systém na trhu. Vyznačuje se jednoduchou konstrukcí s velmi malým počtem pohyblivých částí. Listy se snadno upevňují pouze jedním centrálním šroubem. Výhodou může být individuální odpružení jednotlivých radlic nezávisle na sobě. To znamená, že více radlic může být ve stejném čase uvolněno z pracovní pozice a pořád se stejnou jisticí charakteristikou. V závislosti na typu půdy se může toto jištění přizpůsobovat přidáváním listových pružin. Například pro lehké půdy s výskytem kamení se volí pružina s pěti listy a pro těžké půdy pak pružina se sedmi listy. Pro orbu v extrémně těžkých podmínkách se volí tužší pružiny z tepelně zpracovaných materiálů.

Toto jištění se vyznačuje pákovou konstrukcí, která umožňuje použití pružiny pro mnohem větší sílu působící na orební těleso, než jakou je schopna vyvinout sama pružina. Díky listové pružině je přes pákový mechanismus a táhlo držák zapřen do vidlic. Při orbě klade pružina odpor proti vyhloubení tělesa. Intenzita tohoto odporu je nastavena tak, aby byla při najetí na překážku překonána, pružina se tak vyhnula a celý držák vyhloubil směrem vzhůru nebo do boku. (Obr. 2.3) [7]



Obr. 2.3 Jištění listovými pružinami [7]

Výhody: jednoduchost konstrukce; minimální požadavky na údržbu; klesající průběh vyhlubovací síly („nevytahuje“ kameny z půdy); možnost bočního výkyvu držáku

Nevýhody: zdoluhavá výměna nebo přidání listových pružin; pro orbu v těžších půdách; vyšší hmotnost držáku (listové pružiny)

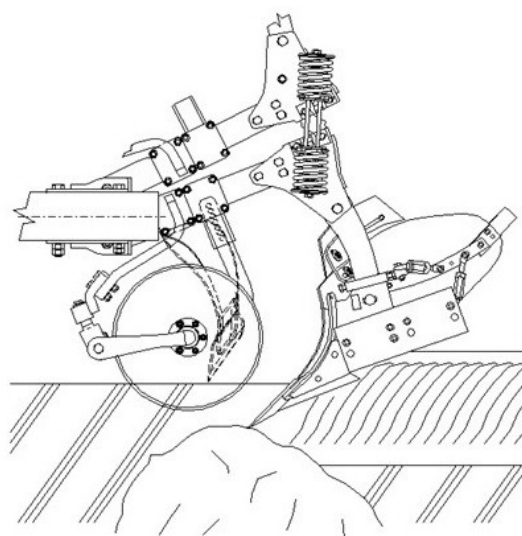
2.3 Jištění tandemovými sloupky s tlumícím členem

Na opěrné kladce, uložené mezi dvojíty sloupky působí jak při vyhlubování, tak při opětovném zahlubování tělesa pozoruhodné třecí síly. To znamená, že úbytek síly při opětovném zahlubování orební tělesa do půdy je redukován na minimum.

Z toho vyplývá rovnoměrná charakteristika vyhlubování: měkké vyhlubování bez velkých rázů a silné, plynulé opětovné zahlubování orebního tělesa.

A. Jištění tandemovými sloupky s vinutými pružinami

Orební tělesa jsou vůči přetížení či poškození způsobeného překážkou v půdě chráněna pružinovým mechanismem (Obr. 2.4) a proti zaklesnutí orebního tělesa střížnou pojistkou. Pružinový mechanismus umožní při najetí na pevnou překážku v půdě, vyhloubení orebního tělesa a po překonání překážky samočinné zahloubení tělesa zpět do pracovní polohy. Kinematický systém způsobuje, že se síla při vyhlubování postupně snižuje a při zahlubování se opět postupně zvyšuje. Velké vyhlubovací a zahlubovací síly umožňují pevné vedení orební tělesa a bezporuchový chod v kamenitých podmínkách. V závislosti na stavu půdy (těžká nebo lehká půda) se pružiny více či méně předepínají prostřednictvím seřizovacích šroubů a to tak, aby pružinový mechanismus pracoval jen při nárazu na překážku. S dvojíty tlačnými pružinami se dosáhne měkkého vyhlubování bez rázů. [11]



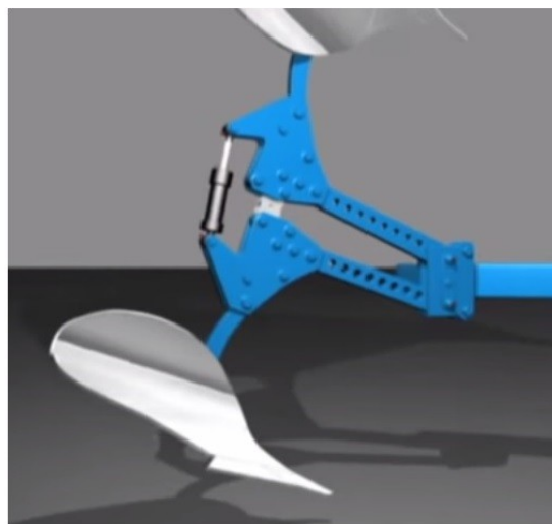
Obr 2.4 Jištění tandemovými sloupky s vinutými pružinami [11], [12]

Výhody: Jednoduchá konstrukce a montáž, klesající průběh vyhlubovací síly, nízká hmotnost; klesající průběh vyhlubovací síly („nevytahuje“ kameny z půdy)

Nevýhody: není umožněn výkyv tělesa do boku, ruční (zdlouhavější) nastavení vyhlubovací síly

B. Jištění tandemovými sloupky s hydraulickým válcem

Tato varianta, kde jsou pružiny nahrazeny hydraulickým válcem (Obr. 2.5), se vyznačuje stejnými vlastnostmi jako jištění pružinami a navíc skrývá řadu dalších výhod. Zvláště při orbě v kamenitých podmínkách s prudce se měnícími půdními vlastnostmi se dají vyhlubovací síly jednoduše nastavit. S hydraulickou verzí může obsluha tlak v hydraulické soustavě individuálně nastavovat. Na lehkých půdách se nastavuje co možná nejmenší vyhlubovací síla, aby vyskytující se kameny zůstaly v půdě. Při změně na těžkou, resp. tvrdou půdu zvýší traktorista tlak v systému tak, aby orební tělesa v půdě pracovala správně. [12]



Obr. 2.5 – jištění tandemovými sloupky s hydraulickým válcem [10], [12]

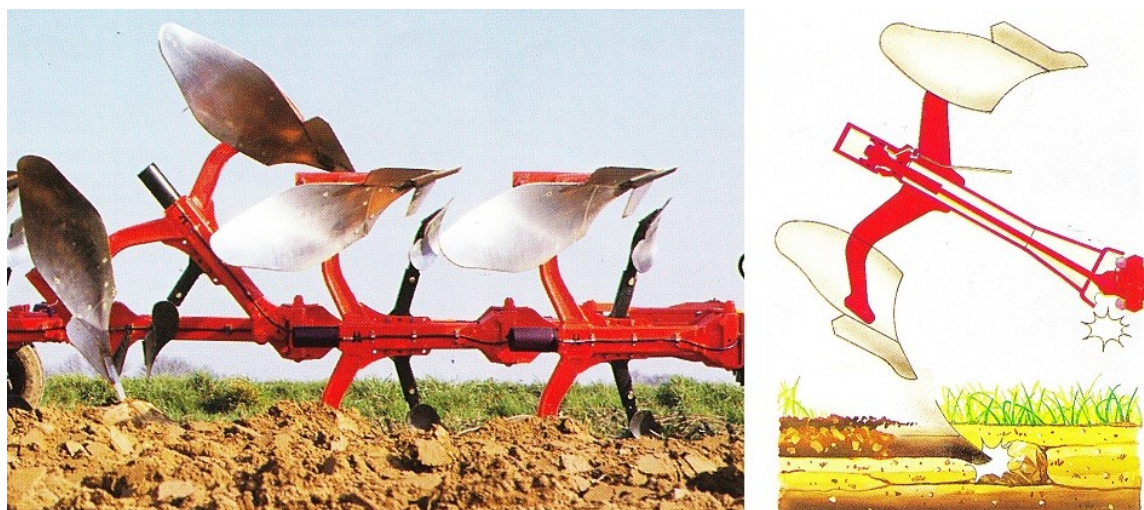
Výhody: Jednoduchá konstrukce a montáž, klesající průběh vyhlubovací síly, nízká hmotnost; klesající průběh vyhlubovací síly („nevytahuje“ kameny z půdy), plynulé nastavení vyhlubovací síly díky hydraulickému okruhu

Nevýhody: není umožněn výkyv tělesa do boku

2.4 Jištění hydraulickým válcem umístěným v těle držáku

Systém hydraulického jištění s tlumícím válcem umístěným v těle držáku je navržen do všech podmínek. Umožňuje kvalitní a plynulou orbu i v náročném terénu. Při najetí na překážku se orební těleso tlakem vyhloubí, a když překážku překoná, vrátí se opět do původní polohy. Není tak nutno vystupovat z traktoru a vyměňovat střížné šrouby. Tento způsob jištění pracuje také jako vynikající tlumič nárazů při práci v terénu plném kamení, jelikož pohlcuje veškeré vibrace. Předností je prodloužení životnosti pluhu a komfortnější práce pro obsluhu.

Vychýlením držáku z pracovní pozice dochází ke zdánlivému pohybu pístu, který je připojen přímo na táhlo, směrem k rámu (Obr. 2.6) K vzájemnému pohybu válce a pístu ve skutečnosti dochází, protože se při vychýlení oba pohybují po různých kružnicích. Válec má střed otáčení umístěn v opěrném bodu držáku a píst v čepu táhla uchyceného k rámu. Při vychýlení z pracovní pozice se kapalina (olej) pod pístem vytlačí do hydraulického akumulátoru, kde dochází ke stlačení plnícího plynu (dusíku). Po překonání překážky je kapalina tlakem plnícího plynu akumulátoru vtlačena zpátky pod píst, čímž dochází k zahloubení orebního tělesa zpět do pracovní pozice. [13]



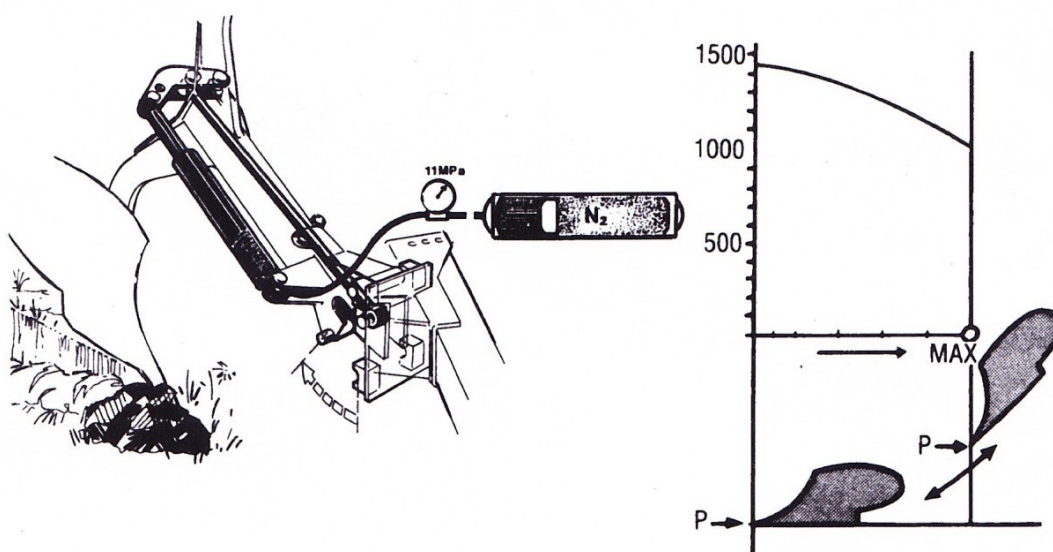
Obr 2.6 Vyhlobení hydraulického jištění hydraulickým válcem v těle držáku [13]

Výhody: výhody hydrauliky; celková ergonomie držáku nezachytávající rostlinné zbytky; minimalizovaný počet pohyblivých součástí, přijatelně nízká hmotnost

Nevýhody: velké síly působící na pístnici hydraulického válce, z čehož vyplývají i větší rozměry válce; nepříznivý průběh vyhlubovací síly (síla s vyhloubením narůstá), tato skutečnost má za následek, že pluh „vytahuje“ kameny z půdy

2.5 Jištění hydraulickým válcem vně těla držáku

Hlavním účelem hydropneumatického nonstop jištění orebních těles je ochrana proti rázům při orbě v kamenitých podmínkách. Hydropneumatické nonstop jištění bývá nadstavbově doplněno střížným šroubem tak, aby nemohlo dojít k poškození slupice, rámu, nebo jiných nosných částí pluhu při špatné obsluze nonstop jištění. Každé orební těleso je jištěno hydraulickým válcem. Pokud dojde k nárazu orebního tělesa na cizí předmět, orební těleso se vychýlí směrem nahoru a vzad. Pohyb orebního tělesa v případě nárazu je umožněn i do stran. [15]



Obr. 2.7 Jištění hydraulickým válcem vně těla držáku se sejmutou silovou křivkou [16]

Hydraulický akumulátor je natlakovaný na provozní tlak (Obr. 2.7). Tím je dosaženo, že hydraulický válec tlačí na páku nonstop jištění spojenou s táhlem, které vede vnitřkem orebního tělesa. Toto táhlo je spojeno s nosníkem orebního tělesa a dotlačuje těleso do vidlic nosníku. Vyhlubovací síla zde na pístnici působí mnohem nižší silou, než u varianty jištění s hydraulickým válcem umístěným v těle držáku, protože je ponížena pákovým mechanismem (Obr. 2.8), přes který je síla z táhla na pístnici přenášena. Tím je dosaženo stejné jistící síly při menších rozměrech hydraulického válce.

Najede-li orební těleso na cizí předmět (kámen) a je překonán tlak v hydraulickém válci, dojde ke stlačení válce. Přebytný hydraulický olej přeteče do dusíkového akumulátoru a orební těleso se vychýlí z pracovní pozice. Při vychýlení z pracovní pozice zůstává těleso zpravidla zapřeno ve dvou vidlicích nosníku ze čtyř. Po překonání překážky tlak oleje nahromaděný v dusíkovém akumulátoru dotlačí hydraulický válec a tím i orební těleso zpět do pracovní polohy. Geometrie celého mechanismu je nastavena tak, aby s rostoucím vychýlením bylo orební těleso dotlačováno menší silou. (Obr. 2.7) Pluh, resp. orební těleso tedy „nevytahuje“ kameny.



Obr. 2.8 Detail pákového mechanismu přenosu síly z táhla na pístnici [16]

Výhody: výhody hydrauliky; malé rozměry hydraulického válce; klesající průběh vyhlubovací síly („nevytahuje“ kameny z půdy); přijatelně nízká hmotnost

Nevýhody: vyšší počet pohyblivých součástí; náročná montáž

3 VARIANTNÍ ŘEŠENÍ

Pro návrh konstrukce non-stop jištění muselo být nejprve stanoveno, jaké funkce bude jištění plnit a jaké varianty jednotlivých uzlů budou nejvýhodnější. K inspiraci sloužilo zpracování průzkumu trhu různých variant jištění. (viz. kapitola 2) U každého z nich byly zváženy výhody a nevýhody, ze kterých se vycházelo pro zpracování variantního řešení funkcí.

Tab. 3.1 Morfologická matice

komponenty	Možnosti řešení				
	1	2	3	4	5
Tlumící prvek	listové pružiny	tandemové sloupky – vinuté pružiny	tandemové sloupky – hydraulický válec	hydraulický válec v těle držáku	hydraulický válec vně držáku
Sekundární jištění	žádné	střížný šroub	trhací šroub		
Umístění tlumícího prvku	v ose držáku	mezi rámem a držákem	vně držáku		
Stavitelné uchycení tlumícího prvku	ANO	NE			
Opěrné plochy	žádné	válcové	kulové		
Uložení táhla	radiální kloubové ložisko	2 vzájemně kolmé čepy	Vodorovný čep		
Akumulátor	pružinový	pístový	vakový	membránový	

Tab. 3.2 Zvolená varianta konstrukčního řešení

komponenty	vybrané řešení
Tlumící prvek	hydraulický válec vně držáku
Sekundární jištění	trhací šroub
Umístění tlumícího prvku	mezi rámem a držákem
Stavitelné uchycení tlumícího prvku	NE
Opěrné plochy	kulové
Uložení táhla	radiální kloubové ložisko
Akumulátor	membránový

Po zvážení všech výhod a nevýhod jednotlivých variant jištění, které jsou v současné době na trhu se zdá být tou nejvhodnější varianta s hydraulickým válcem umístěným vně držáku. Tato varianta byla zvolena hlavně pro výhody spojené s hydraulickým jisticím prvkem např. rychlá a pohodlná změna jisticí síly resp. plnicího tlaku akumulátoru. A také proto, že při nastavení velké jisticí síly budou rozměry hydraulického válce poměrně malé. Tuto skutečnost zajišťuje pákový mechanismus na konci těla držáku, přes který je přenášena síla od táhla na pístní tyč hydraulického válce. Malé rozměry mají mimo jiné také vliv na konečnou hmotnost držáku.

Pro sekundární jištění je vybráno jištění trhacím šroubem. A to kvůli vhodnému směru působení trhací síly, kdy je osa trhacího šroubu shodná se směrem působení síly. V důsledku směru působení osových sil se opěra šroubu při používání nikdy nezdeformuje ani se neohne. A dále díky své konstrukci, která umožňuje snadnou a rychlou výměnu odpadnuvšího šroubu nezachycujícího se uvnitř slupic.

Umístění tlumícího prvku, tedy hydraulického válce mezi rámem a držákem se zdá být ideálním ve smyslu ergonomie celého pluhu ale hlavně kvůli jeho ochraně tělem držáku před případnými nárazy o překážky. Na funkci jištění toto umístění nebude mít vliv.

Stavitelné uchycení tlumícího prvku (Obr. 2.8) nebude potřeba, jelikož se nastavení jisticí síly reguluje v dostatečném rozsahu pomocí změny plnicího tlaku v hydraulickém akumulátoru.

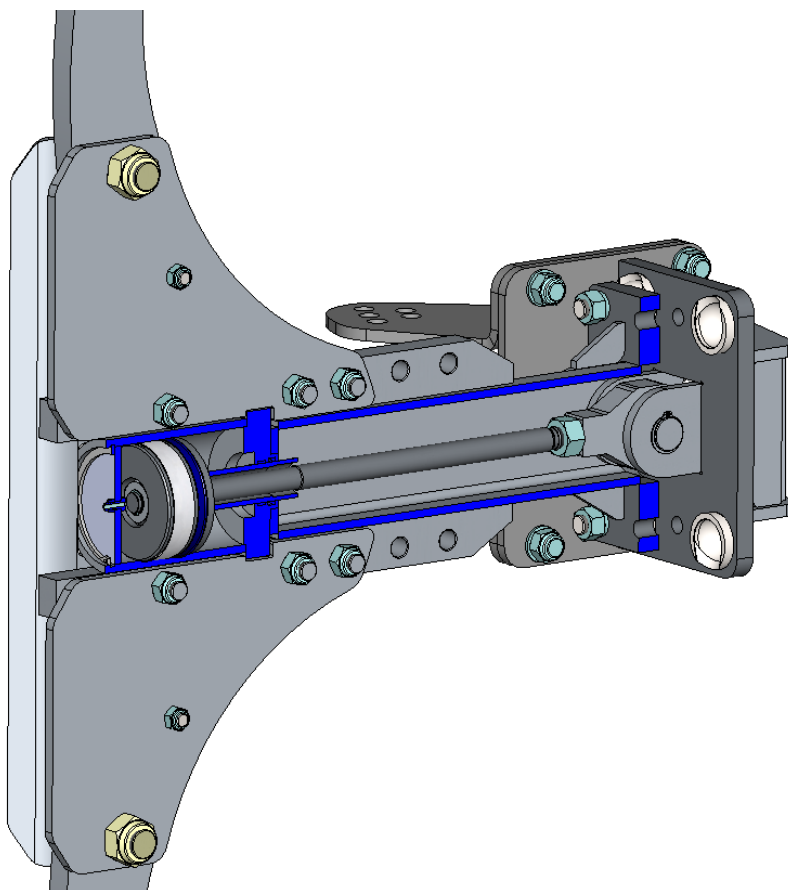
Za ideální tvar opěrných ploch se jeví kulové plochy (kulový šroub x kulové pouzdro), jelikož zde může docházet k vychýlení držáku ve všech směrech stále při plošném styku.

U varianty válcové plochy by při vychýlení držáku do boku byl mezi válečkem a válcovým vybráním přímkový styk.

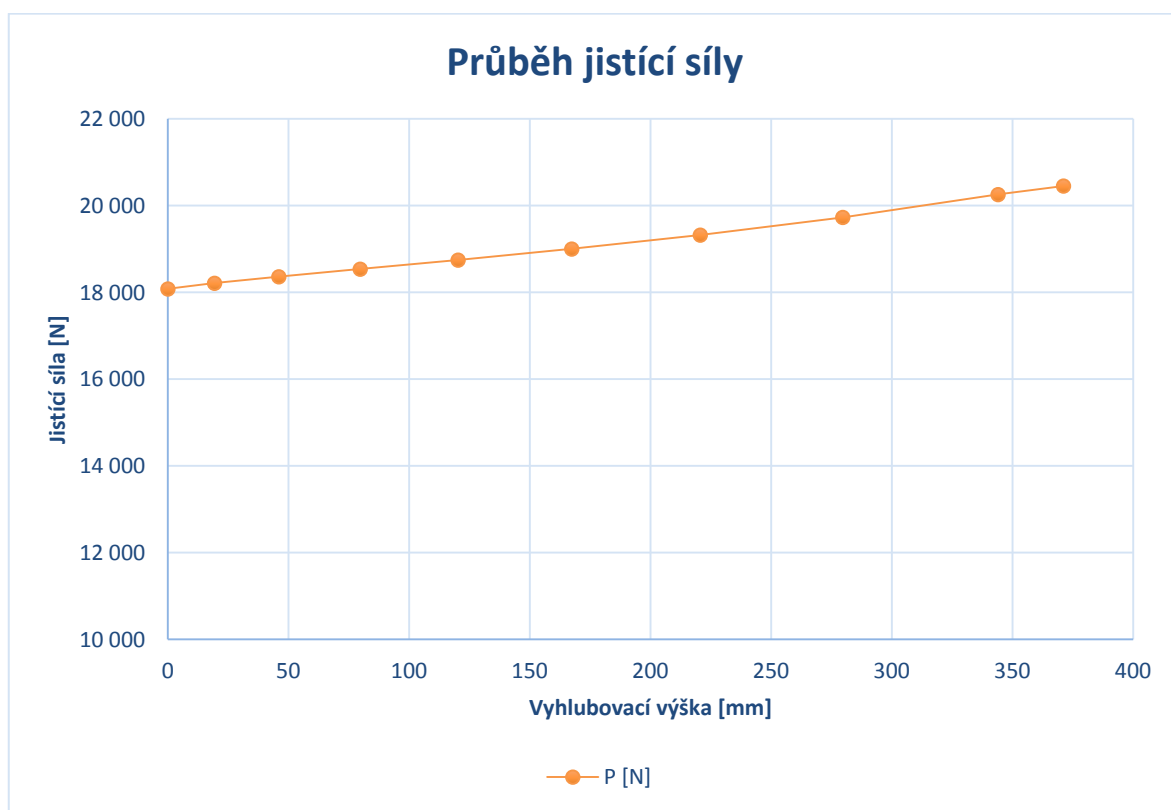
Táhlo se musí pohybovat jako nosník kloubově uložený v jedné podpěře. Toto mu umožní uložení do dvou vzájemně kolmých čepů, zde je ale nevýhoda, když se těleso náhle vychýlí šikmo vzhůru, nemusí tento mechanismus „stihnout zareagovat“ a může tak dojít k jeho částečnému vzpříčení. Proto je varianta s kloubovým ložiskem vhodnější, kde k takovému problému nedochází. Musí se pouze zajistit jeho mazání plastickým mazivem.

Typů akumulátorů plnící funkci tlumení rázů je vícero. Z důvodu unifikace a typizace byl však zvolen akumulátor membránový.

Součástí vývoje jištění bylo vytvoření několika variant, u kterých se však zjistilo, že nejsou optimálním řešením. Jedna z nich byla varianta s umístěním tlumícího prvku v ose těla držáku, u níž byl vytvořen i 3D model. (Obr. 3.1) Toto řešení se zdálo být co do minimálního počtu pohyblivých součástí a celkové ergonomie ideální. Později se zde ale zjistila zásadní nevýhoda – nepříznivý průběh vyhlubovací síly, kdy síla s vyhloubením narůstá. (Obr. 3.2) Tato skutečnost má za následek „vytahování“ kamenů z půdy. Čili při najetí na pevnou překážku s vyhloubením narůstá také síla na ní působící, tudíž dochází k jejímu vytáhnutí z půdy na povrch. Žádoucí stav je právě opačný, kdy s vyhloubením síla působící na překážku klesá a tak ji nechá v zemi. Proto se od této varianty upustilo a přešlo na variantu s tlumícím prvkem umístěným vně těla držáku.



Obr. 3.1 Varianta non-stop jištění s hydraulickým válcem umístěným v těle držáku



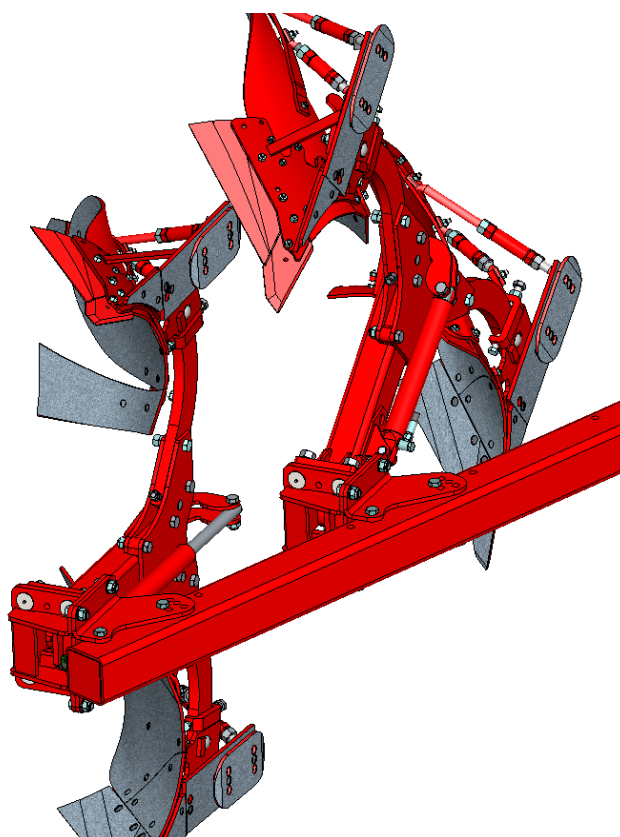
Obr. 3.2 Graf průběhu vyhlubovací síly působící na orební těleso v závislosti na velikosti vyhloubení pro variantu non-stop jištění s hydraulickým válcem umístěným v těle držáku

4.1 Princip funkce

V pracovním nasazení pluhu je orební těleso konající obracení zeminy zahloubeno do půdy, kde na něj působí orební odpor. Tento odpor je vyrovnáván jisticím prvkem, tedy jednočinným přímočarým hydromotorem, připojeným k hydraulickému akumulátoru. Jeho natlakováním dosáhneme určité maximální hodnoty orebního odporu, po jejímž překročení se začne hydraulický válec stlačovat. Celý držák je zapřen do čtyř bodů uchycení k rámu a přitlačuje ho síla v táhle přenesená pákovým mechanismem z hydraulického válce. Táhlo je na jedné straně kloubově uloženo v uchycení k rámu a na druhé straně uchyceno čepem v pákovém mechanismu.

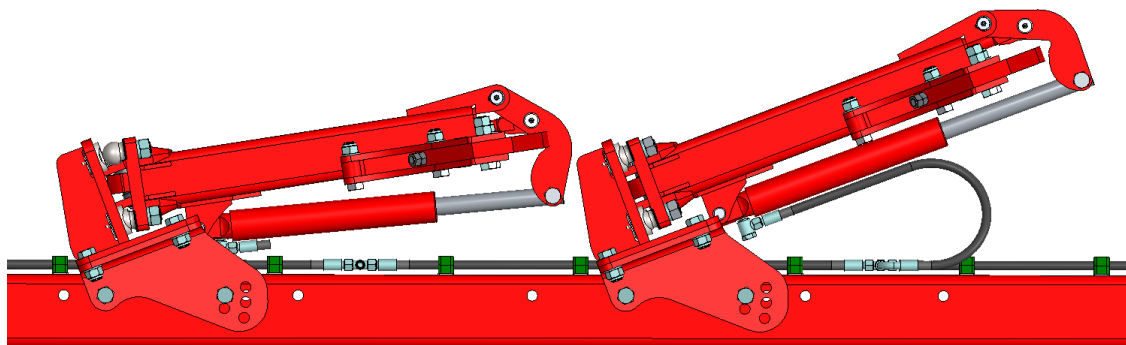
Při zvýšení orebního odporu nad určitou nastavenou mez se orební odpor přenese přes táhlo a pákový mechanismus na pístní tyč hydraulického válce. Tato síla tlačící pístnici do válce překoná tlak v akumulátoru a vytlačí do něj kapalinu (olej) z hydraulického válce. Tím začne klesat síla na špičce. Držák se zapře pouze do dvou horních opěrných bodů, spodní se uvolní a celý držák se začne nadzvedávat po kružnici, jejíž střed je v horních zapřených bodech. Orební těleso se tak začne vyhlubovat. (Obr. 4.2, Obr. 5.1)

Po snížení orebního odporu (po přejetí překážky v zemi) tlak plynu v akumulátoru vytlačí olej zpět do válce, až je dosaženo opětovného plynulého zahloubení orebního tělesa do půdy.



Obr. 4.2 Výkyv jištění směrem vzhůru

Při najetí na pevnou překážku dochází, kvůli ergonomii orebního tělesa, také k působení boční síly na jištění. Jištění je díky svému uložení schopno se vyhnout i do boku a to až o 12° . Rozměry celého držáku byly optimalizovány tak, aby při bočním výkyvu nedošlo ke kolizi pákového mechanismu s uchycením k rámu dalšího jištění. (Obr. 4.3)



Obr. 4.3 Výkyv jištění směrem do boku

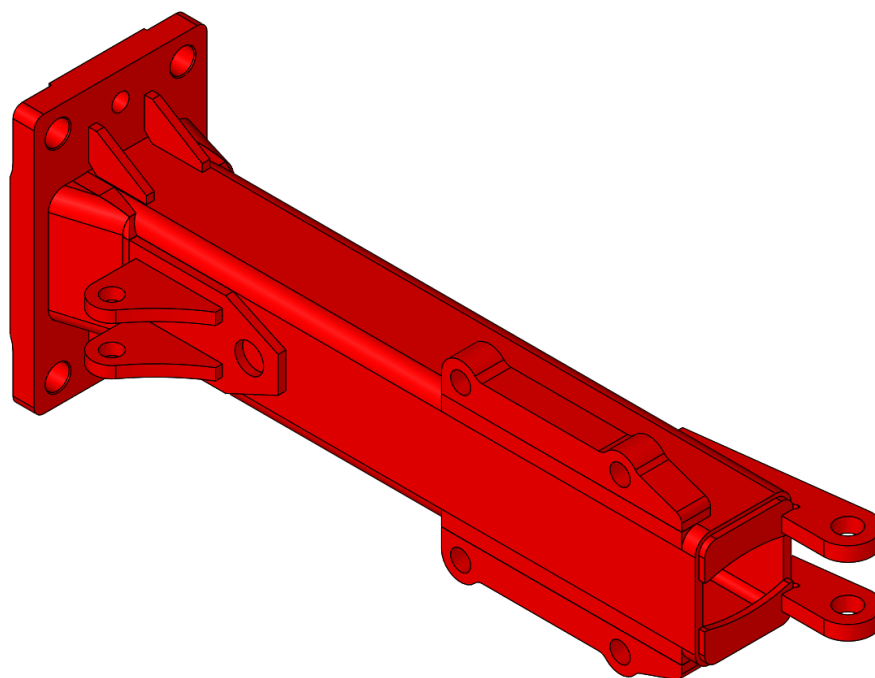
Poznámka: Dále pro výpočet je orební odpor zjednodušen a nahrazen prostou silou P působící na špičku orebního tělesa

4.2 Tělo držáku

Tělo držáku (Obr. 4.4) je tvořeno jeho rámem z obdélníkového profilu 120x100x8, na něž je přivařena plotna se šrouby s kulovou hlavou. V plotně je vypálen otvor kopírující tvar profilu pro usnadnění a zpřesnění výroby. V tomto místě spojení je v profilu vytvořeno půlkruhové vybrání v jeho delších stranách, tak aby nedošlo ke kolizi s oky držící čep táhla. V tomto místě jsou navíc přivařeny výztuhy, které zaručí dostatečnou plochu svaru a tak i pevnost tohoto spojení.

Dále je na opačné straně k rámu přivařeno uchycení bočnic. Jde o dvojici výpalků se dvěma děrami přivařených dokola koutovými svary, které však nesmějí přesahovat hranu výpalku, protože by se nedala přišroubovat bočnice. To je výrobně zajištěno sražením těchto hran před přivařením.

K profilu je také na jedné boční straně přivařeno uchycení pro přímočarý hydromotor a na druhé straně uchycení pákového mechanismu.



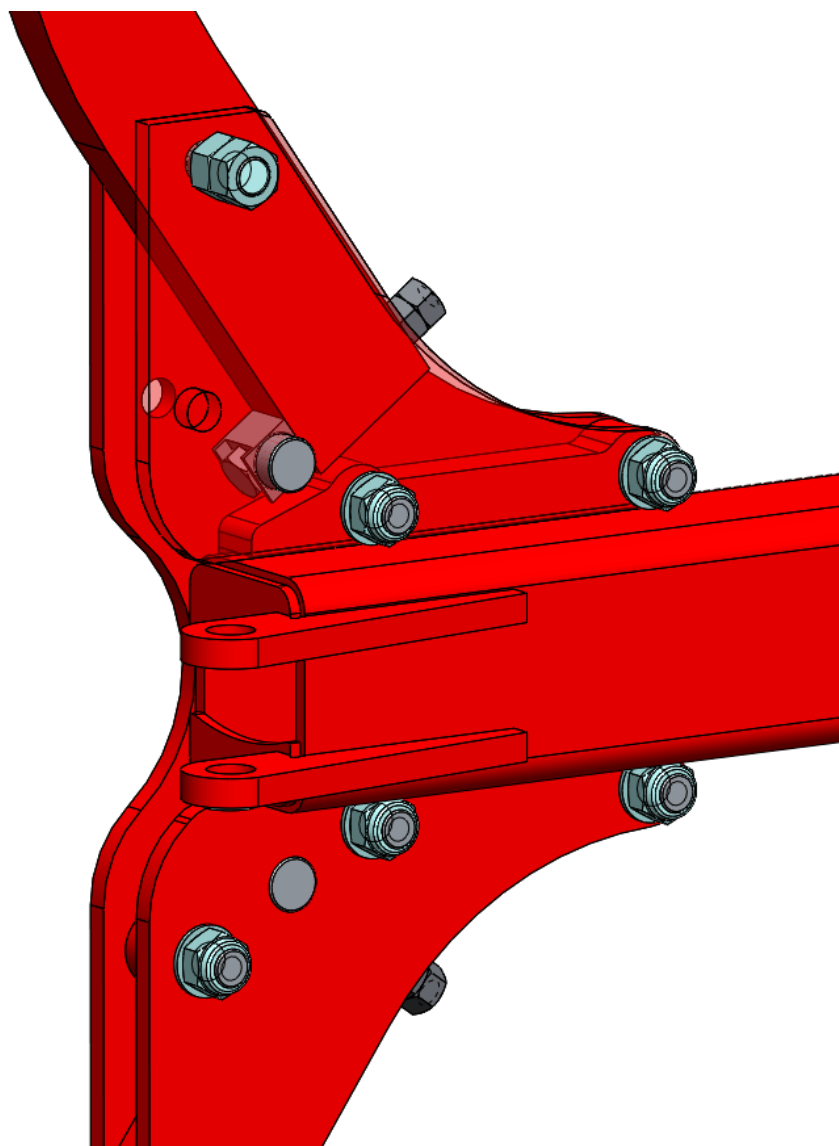
Obr. 4.4 Svařenec těla držáku

Bočnice

Součástí těla držáku jako celku jsou i bočnice sloužící k připevnění slupic orebního ústrojí k tělu držáku. Na jištění jsou celkem 3 bočnice připevněny ke svařenci těla držáku čtyřmi šrouby (M20x1,5-80 DIN960) dotaženými samojistnými maticemi (M20x1,5 DIN985). (Obr. 4.5) Na levé straně je jedna bočnice v celku, která je umístěna na kraji těla držáku. Na pravé straně jsou 2 dělené bočnice. Dělené jsou proto, že šířka slupic je menší než šířka těla držáku.

Bočnice jsou tvarově dimenzovány tak, aby při dostatečné tuhosti své konstrukce přenášely síly vyvozené orebním tělesem na tělo držáku. Aby bočnice, která je v celku, nekolidovala s pohybujícím se pákovým mechanismem, je v zadní části vykrojena.

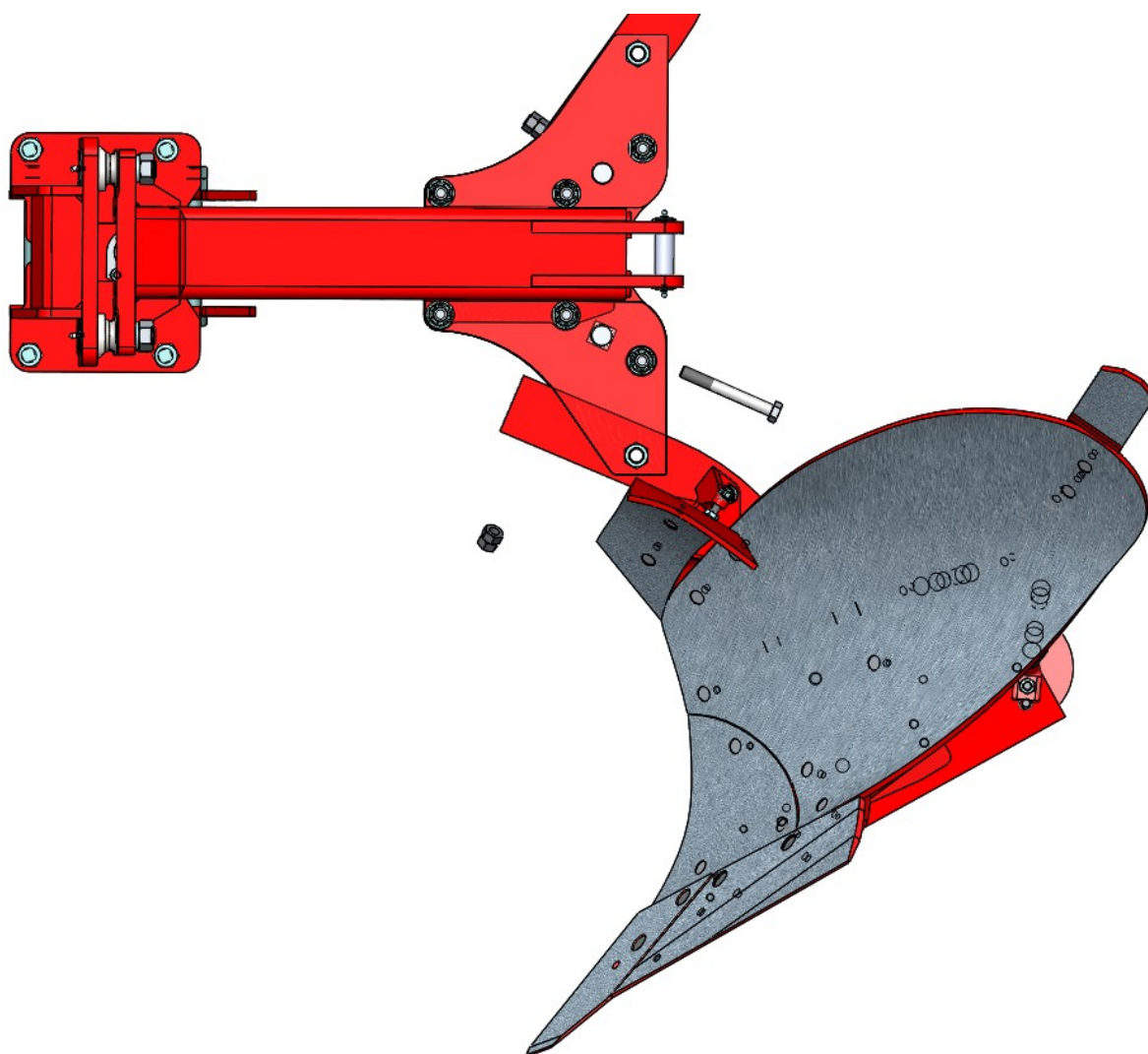
Jsou spojujícím článkem mezi orebním ústrojím a ostatními součástmi jištění. Proto je právě zde umístěno sekundární jištění, kdy se v případě zaklesnutí orebního tělesa nepoškodí už žádné další součásti jištění.



Trhací jištění

Pro trhací jištění byl zvolen šroub dimenzovaný tak, aby se při překročení síly 34 kN na špičce orebního tělesa přetrhnul v místě prvního nosného závitu. Slupice je připevněna dvěma šrouby, z nichž jeden je trhací (M16x1,5-130 DIN960) a druhý (M20-90 DIN931) slouží jako čep, kolem kterého se při deformaci trhacího šroubu slupice s orebním tělesem otočí z původní polohy, čímž dojde k vyhloubení orebního tělesa směrem vzhůru.

Trhací šroub spojuje slupici se speciálně upraveným čepem uloženým mezi bočnicemi. Hlava trhacího šroubu je uložena ve speciálním čepu, kterým je tvarově zabráněno jeho rotaci. Dále šroub vede vrtáním ve slupici, za kterým je zajištěn dvojicí matic. (Obr. 4.5) Po přetržení v místě prvního nosného závitu šroub z čepu jednoduše odpadne. Stejně tak odpadne dvojice matic se zbytkem šroubu, (Obr. 4.6) což umožňuje snadnou a rychlou výměnu šroubu.



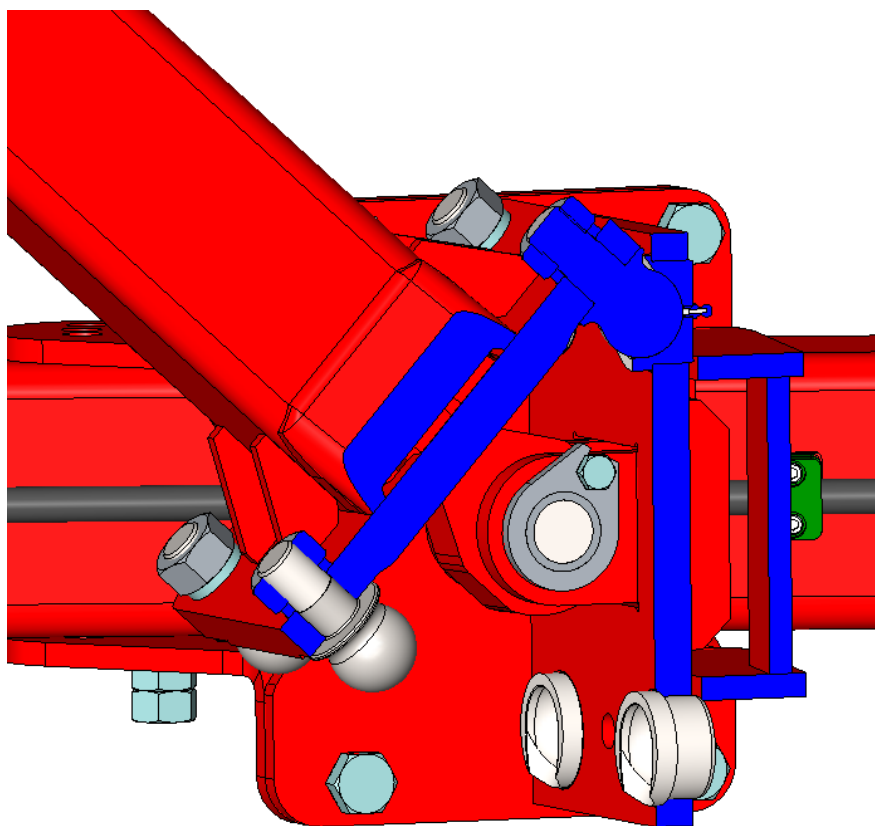
Obr. 4.6 Zaklesnutí orebního tělesa – deformace trhacího šroubu

Opěrné body

Opěrné body přenášejí sílu vyvozenou hydraulickým válcem do uchycení k rámu. Celý držák je tak v pracovní pozici permanentně zapřen do čtyř opěrných bodů, z nichž je každý tvořen pouzdrem s kulovým vybráním a šroubem s kulovou hlavou. Pouzdro je tvarováno tak, aby při maximálním vyhloubení orebního tělesa nedošlo ke kolizi se šroubem.

Šroub je k tělu držáku přichycen maticí (M24x2 DIN934) a pojištěn pružnou podložkou. Jeho pootočení je pak zamezeno tvarovým stykem mezi rovnou plochou vyhloubení v plotně a sražením paty hlavy šroubu. Každý šroub je dimenzován tak, aby byl schopen nést působení celého zatížení, jelikož může nastat situace, kdy bude celý držák zapřen pouze do jednoho opěrného bodu (při současném vertikálním i horizontálním výkyvu). (viz. kapitola 5.8)

Kulová hlava šroubu má průměr 45 mm stejně jako kulové vybrání pouzdra. Každá styčná plocha mezi pouzdrem a šroubem je pro snížení opotřebení vlivem tření mazána plastickým mazivem přiváděným skrz závitovou díru v pouzdru a kulovou maznicí přímou M6x1. (Obr. 4.7)



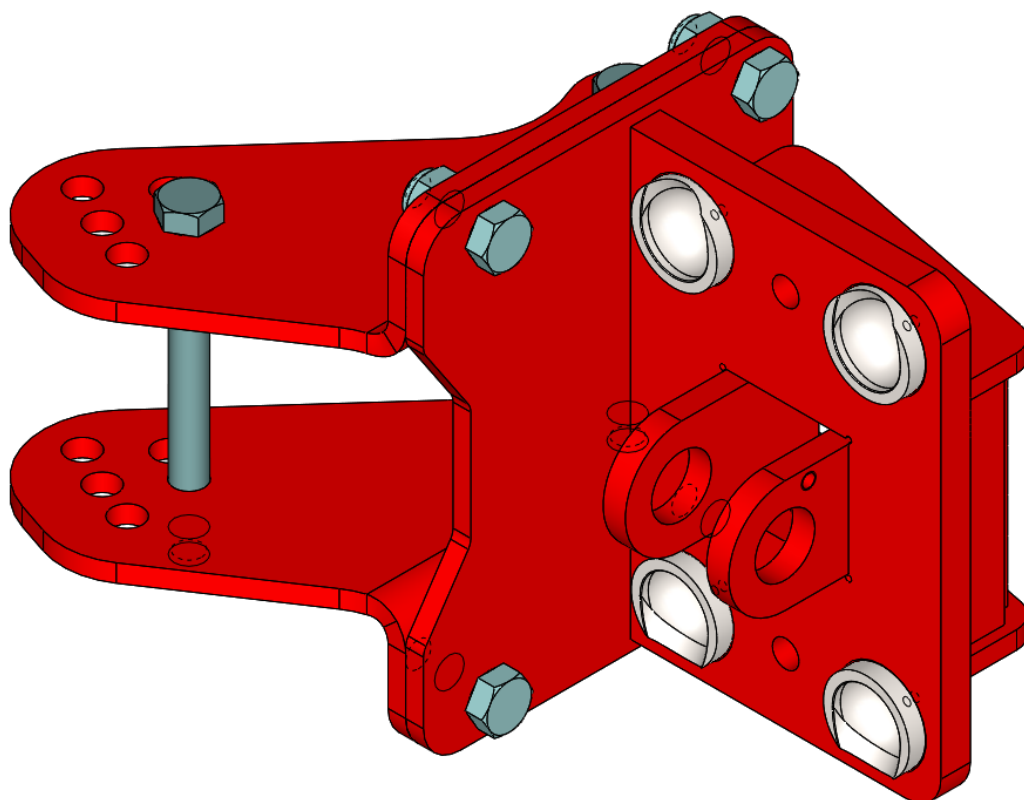
Obr. 4.7 Řez uložením těla držáku (šroubů) do pouzder s maznicemi

4.3 Uchycení k rámu pluhu

Pro tento díl (Obr. 4.8) se nabízela varianta svařence nebo odlitku. Byl zvolen svařenec, jelikož je to pro firmu OPaLL-AGRI s.r.o. nejefektivnější technologie výroby. V hlavní plotně jsou nalisována pouzdra s vnitřní kulovou plochou o průměru 45 mm, do kterých je přes kulové šrouby zapřen samotný držák. Pouzdro je do otvoru hlavní plotny nalisováno s uložením $\varnothing 50 \text{ r6/H7}$.

Dále jsou zde navařena oka sloužící k uchycení táhla pomocí čepu o průměru 40 mm. Kolmo k hlavní plotně je koutovými svary přivařena plotna vedlejší. Tyto plotny jsou navíc kvůli celkové tuhosti zpevněny výztuhami. K tomuto svařenci jsou čtyřmi šrouby (M20x1,5-50 DIN960 se samojistnými maticemi M20x1,5 DIN985) namontovány ohnuté výpalky s děrami, přes které je připevněn k rámu pluhu (TR 4HR 140x10). Světlost mezi těmito výpalky je o 1 mm větší, než je výška rámu.

Tělo držáku je dotlačováno tlakem hydraulického válce. Aby tělo držáku při jeho montáži nebo výměně oleje nespadlo, vloží se do otvorů mezi opěrnými pouzdry šrouby a dotáhnou maticí. Poté může být vypuštěn tlak v hydraulickém okruhu, kdy je tělo držáku do opěrných bodů dotlačováno dvojicí šroubů.



Obr. 4.8 Uchycení k rámu

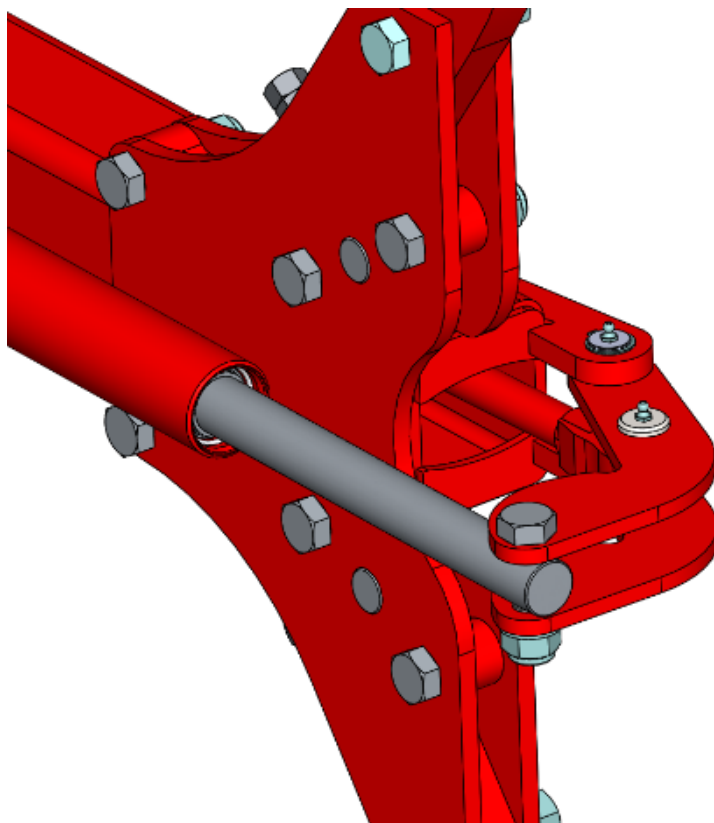
Nastavení pracovního záběru

K nastavení pracovního záběru pluhu slouží otvory na konci ohnutého výpalku. (Obr. 4.8) Toto nastavení se provádí ručně, demontováním zadního šroubu (M20x1,5-200 DIN960), natočením celého držáku (kolem předního šroubu) na příslušnou hodnotu záběru a opětovným vložením a dotažením šroubu dvojicí matic. Lze nastavit až 5 různých záběrů, toto je omezeno počtem otvorů ve výpalku. Umístění otvorů tvoří odstupňovanou řadu 270, 320, 360, 410 a 450 mm. Jedná se v podstatě o vzdálenost jednoho plazu orebního tělesa k plazu druhého orebního tělesa promítnutou do čelní roviny.

4.4 Pákový mechanismus

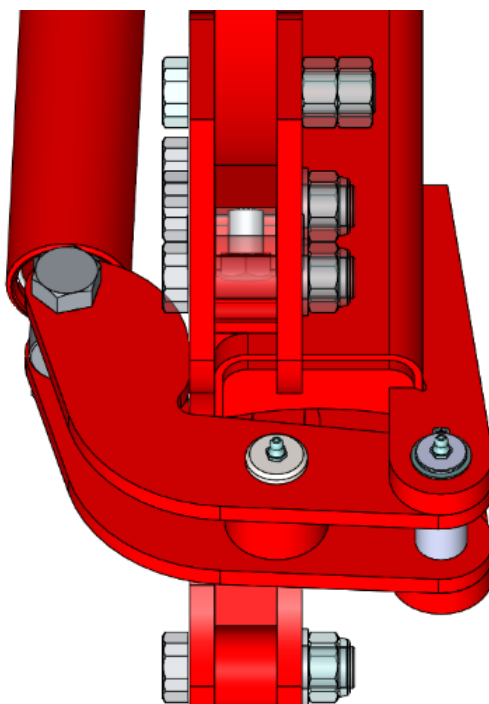
Pákový mechanismus je tvořen třemi čepy a dvojicí identických segmentů. Segmenty jsou vyrobeny jako výpalky tloušťky 10 mm z ušlechtilého materiálu, jelikož přenášejí veškeré síly působící v jištění. Jsou na nich vypáleny 3 díry pro 3 čepy (šrouby), jejichž umístění je zásadní pro správnou funkci celého hydro-pneumatického jištění. Neboť i malé změny v rozmístění těchto děr budou mít velký vliv na poměr mezi silami. (viz. kapitola 5.4)

Pákový mechanismus se otáčí kolem čepu $\varnothing 25$ mm uchyceným k tělu držáku. Do prostřední díry je vložen čep $\varnothing 25$ mm pro uchycení táhla. A přes poslední díry je přichycena pístnice přímočarého hydromotoru pomocí šroubu (M20-80 DIN931) a samojistné matice (M20 DIN985). (Obr. 4.9)



Obr. 4.9 Pákový mechanismus

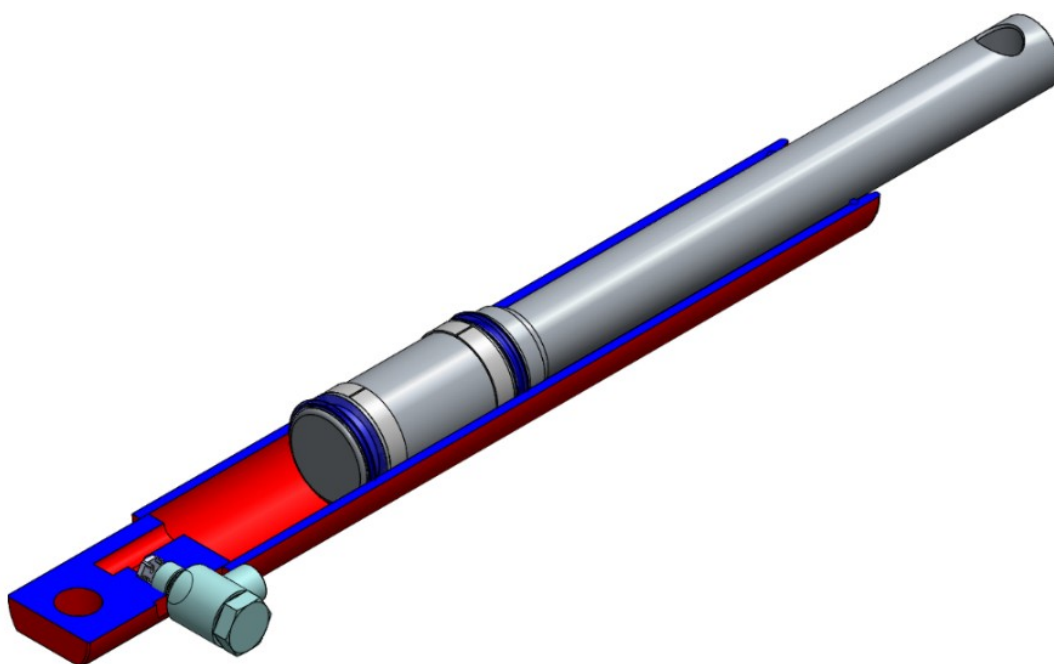
Dvojice segmentů slouží zároveň jako doraz při vertikálním vychýlení, kdy dosedací plocha segmentu dosedne na bočnici a dalšímu vychýlení případně poškození částí držáku je tak mechanicky zabráněno. (Obr. 4.10) Toto nastane při vychýlení držáku o 42° resp. o 371 mm.



Obr. 4.10 Doraz při maximálním vychýlení držáku

4.5 Přímočarý hydromotor

Jedná se o jednočinný přímočarý hydromotor uložen na jedné straně k tělu držáku, na straně druhé přes pístní tyč k pákovému mechanismu. (Obr. 4.11) Hydromotor je hydraulickými hadicemi propojen s hydraulickým akumulátorem. Společně tak tvoří hydraulický okruh sloužící k zajištění jistící síly na pístnici, na kterou působí síly pákového mechanismu.



Obr. 4.11 Řez hydraulickým válcem

Průměr pístu byl stanoven jako výchozí hodnota pro následný výpočet silových poměrů působících na hydro-pneumatické non-stop jištění. Výpočtem byla zjištěna nepříznivá vyhlubovací síla, proto byl průřez pístu optimalizován na konečný průměr 50 mm. Tloušťka stěny tělesa hydromotoru byla výpočtem (viz. kapitola 5.3) stanovena na hodnotu 5 mm. Zdvih válce byl odměřen z 3D modelu držáku (při simulaci jeho maximálního výkyvu) a činí 260 mm. Jelikož je tento zdvih vyšší, než by bylo optimální, muselo se konstrukčně vyřešit kolizi uchycení válce s plotnou uchycení k rámu. Proto bylo v plotně vytvořeno vybrání tak, aby ke kolizi při výkyvu již nedocházelo a současně byla zachována tuhost uchycení k rámu.

Tento hydromotor bude vyroben na míru v kooperaci cizí firmou. Z tohoto důvodu byla k přímočarému hydromotoru zpracována výkresová dokumentace (Příloha C, Příloha D).

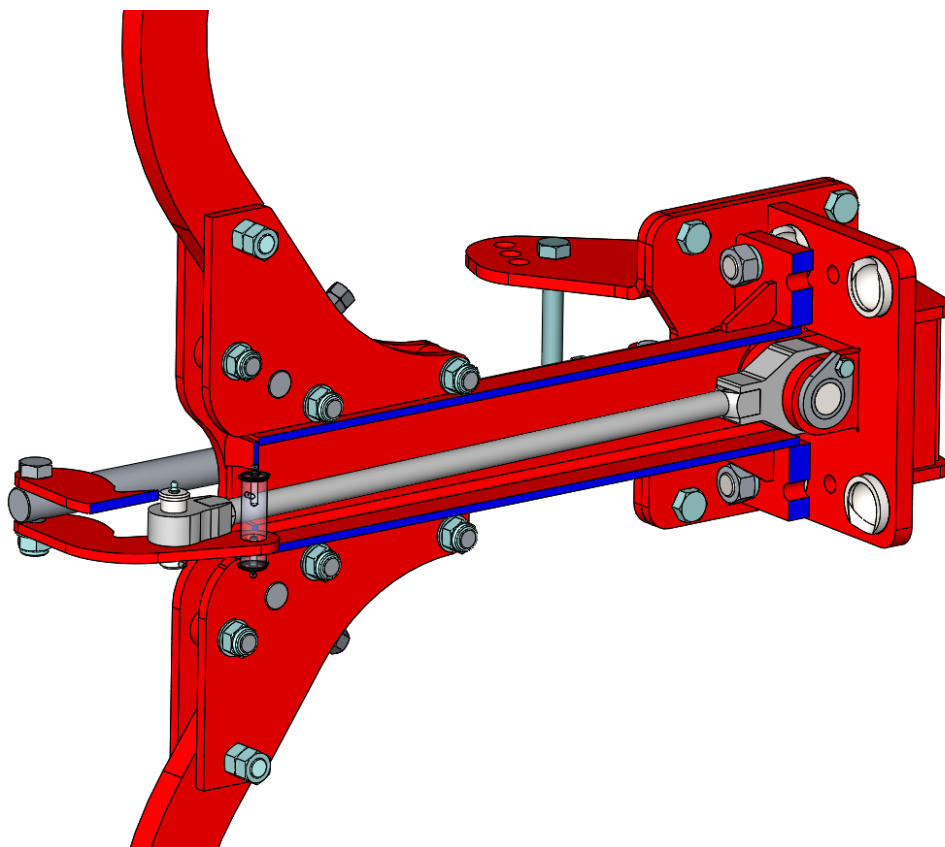
4.6 Táhlo

Táhlo je svařeno z kruhové tyče o průměru 25 mm a ze dvou vypálených a následně opracovaných ok. Zvažovala se i varianta šroubovaných ok, ale s ohledem na zatížení, které táhlo přenáší, by závit nebyl ideálním řešením.

Táhlo umístěné v těle držáku (TR OBD 120x100x8) (Obr. 4.12) přenáší síly vyvozené hydraulickým válcem a svým uložením zajišťuje, aby tělo držáku bylo stále zapřeno do opěrných kulových ploch.

V přední části je táhlo uloženo v kloubovém ložisku GEM40ES-2LS a přes čep uchyceno ve dvojici ok. To mu umožňuje současný výkyv ve dvou rovinách. Na čepu průměru 40 mm je navařena hlava čepu s drážkou. Přes tuto drážku je do závitové díry v oku našroubován šroub (M10-20 DIN933), čímž je zamezeno posuvnému i rotačnímu pohybu čepu současně. Vrtáním v přední části oka táhla je zajištěno přivádění plastického maziva do prostoru kloubového ložiska.

V zadní části je táhlo čepem o průměru 25 mm uchyceno k pákovému mechanismu. Tento čep má vnitřní vrtání, kterým je přiváděno plastické mazivo do místa styku s okem táhla. Na obě tato mazací místa je plastické mazivo přiváděno přes kulovou maznici přímou M8x1.



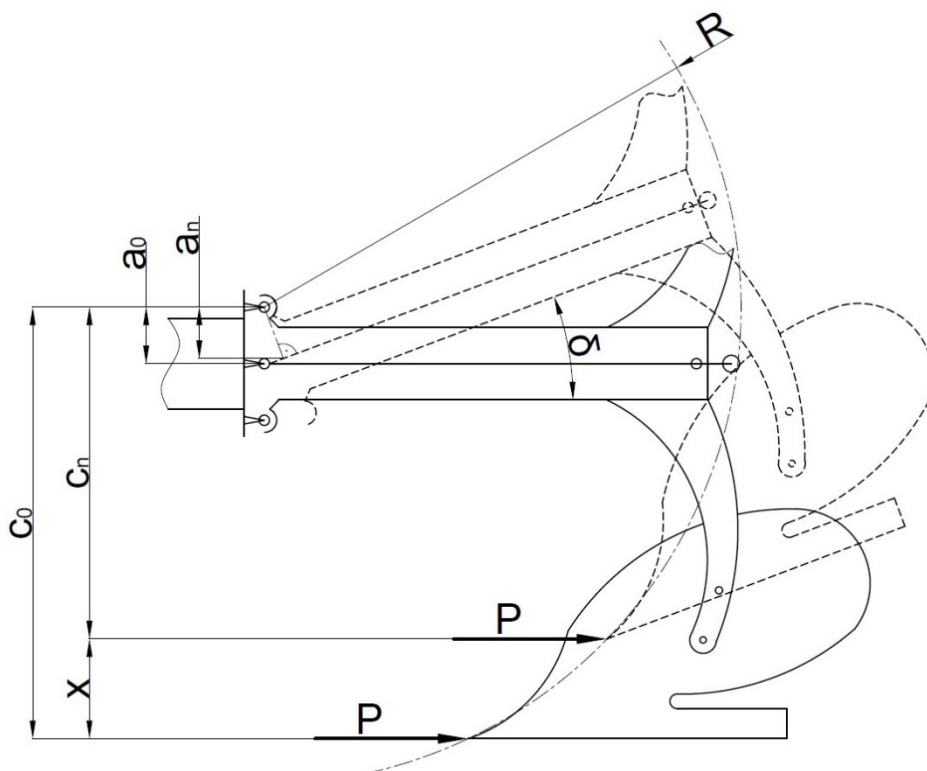
Obr. 4.12 Uchycení táhla

5 VÝPOČTOVÁ ČÁST

Byly navrhovány nebo kontrolovány ty součásti, u kterých je předpokládáno největší zatížení. Nejprve však musí být stanoveny síly působící na jednotlivé součásti. (viz. kapitola 5.2)

5.1 Nastavení geometrie držáku

Požadovaná vyhlubovací výška špičky tělesa byla stanovena na rozmezí 350-380 mm. Z této hodnoty se vycházelo pro optimalizaci úhlu vyhloubení k vyhlubovací výšce. (Obr. 5.1) Dalším omezujícím faktorem pak byla maximální délka držáku, jejímž překročením by pákový mechanismus při bočním výkyvu narazil do uchycení k rámu dalšího držáku. (Obr. 4.3)



Obr. 5.1 Schéma geometrie vyhlubovací výšky

δ – úhel vyhloubení [°]

x – vyhlubovací výška [mm]

R – vyhlubovací poloměr špičky orebního tělesa

$$R = 994,79 \text{ mm}$$

a_0 – kolmá vzdálenost osy táhla k opěrnému bodu, při vyhloubení $x = 0 \text{ mm}$ ($\delta = 0^\circ$)

$$a_0 = 110 \text{ mm}$$

c_0 – kolmá vzdálenost špičky orebního tělesa k opěrnému bodu, při vyhloubení $x = 0 \text{ mm}$ ($\delta = 0^\circ$) $c_0 = 978,54 \text{ mm}$

a_n – kolmá vzdálenost osy táhla k opěrnému bodu, při vyhloubení $x = n' \text{ mm}$ ($\delta = n^\circ$)

c_n – kolmá vzdálenost špičky orebního tělesa k opěrnému bodu, při vyhloubení $x = n' \text{ mm}$ ($\delta = n^\circ$)

Výpočet vyhlubovací výšky

$$x_n = c_0 - c_n$$

$$x_5 = c_0 - c_5 \quad (5.1)$$

$$x_5 = 978,54 - 959,21 = 19,33 \text{ mm}$$

Kolmá vzdálenost špičky orebního tělesa k opěrnému bodu, při vyhloubení $\delta = 5^\circ$:

$$c_n = R \cdot \sin(90 - (n + (90 - \sin^{-1} \frac{c_0}{R})))$$

$$c_5 = R \cdot \sin(90 - (5 + (90 - \sin^{-1} \frac{c_0}{R})))$$

$$c_5 = 994,79 \cdot \sin(90 - (5 + (90 - \sin^{-1} \frac{978,54}{994,79}))) = 959,21 \text{ mm} \quad (5.2)$$

Tab. 5.1 Naměřené a vypočítané hodnoty pro jednotlivé vyhlubovací výšky (měřeno postupně vždy po 5°)

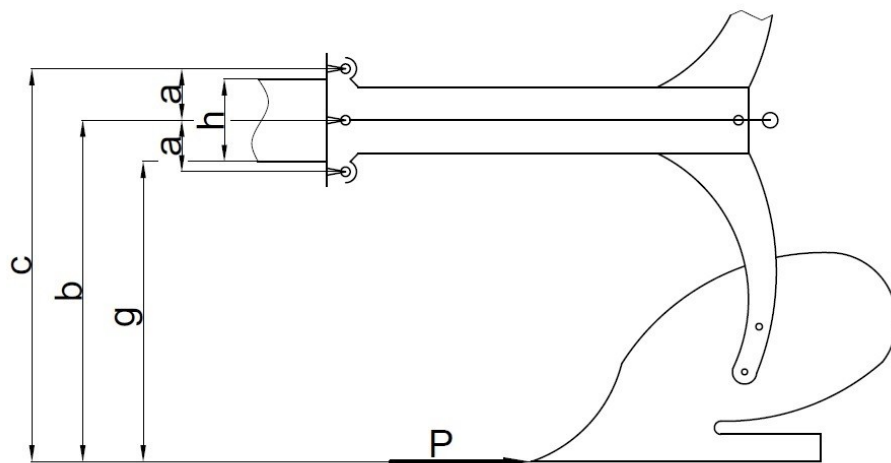
R = 994,79 mm

δ	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	42°
x [mm]	0	19,33	45,96	79,69	120,26	167,36	220,64	279,68	344,04	371,17
a [mm]	110	108,61	106,46	103,59	100,03	95,83	91,05	85,73	79,91	77,24
c [mm]	978,54	959,21	932,58	898,85	858,28	811,18	757,90	698,86	634,50	607,37

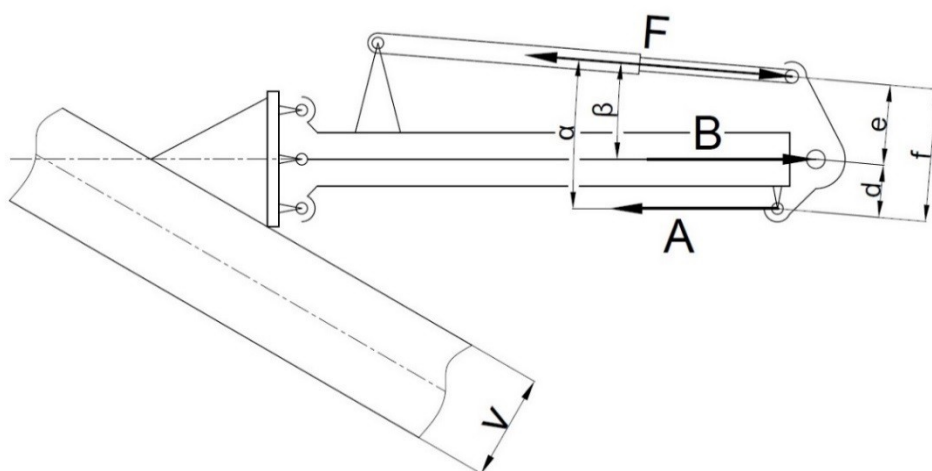
Z (Tab. 5.1) plyne, že při vyklonění 42° činí vyhlubovací výška 371,17 mm. Jelikož se tato hodnota nachází v rozmezí požadované vyhlubovací výšky, je toto vyklonění dostačující a bude tedy považováno za maximální možné.

5.2 Výpočet silových poměrů držáku

Zde se musí rozměry segmentů pákového mechanismu resp. vzájemná poloha děr pro čepy a šroub optimalizovat tak, aby při tlaku v akumulátoru 14 MPa byla vyhlubovací síla na špičce orebního tělesa nastavena na hodnotu 18 kN.



Obr. 5.2 Schéma silových poměrů držáku



Obr. 5.3 Schéma silových poměrů držáku - pákový poměr segmentu na konci držáku

Zadané, naměřené parametry: (Obr. 5.2, Obr. 5.3)

a – kolmá vzdálenost osy táhla k opěrnému bodu	$a = 110 \text{ mm}$
b – vzdálenost špičky orebního tělesa k ose držáku	$b = 868,54 \text{ mm}$
c – kolmá vzdálenost špičky orebního tělesa k opěrnému bodu	$c = 978,54 \text{ mm}$

Tab. 5.2 Rozměry pákového poměru při různých vyhlubovacích výškách

δ	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	42°
x [mm]	0	19,33	45,96	79,69	120,26	167,36	220,64	279,68	344,04	371,17
f [mm]	158,09	185,88	202,06	211,82	216,72	217,34	213,89	206,4	194,81	189,08
e [mm]	131,1	143,77	149,28	150,71	148,98	144,45	137,24	127,41	114,96	109,33
d [mm]	26,99	42,11	52,78	61,11	67,74	72,89	76,65	78,99	79,85	79,75
α [°]	0,37	2,24	3,78	4,71	5,18	5,24	4,91	4,19	3,09	2,59
β [°]	2,27	3,4	4,03	4,33	4,36	4,13	3,65	2,93	2,05	1,47

Síla v táhle B

$$B = \frac{B_x}{\cos \beta} = \frac{161\,012}{\cos 2,27^\circ} = 161\,139\,N \quad (5.4)$$

Síla v táhle – osa x:

$$F \cdot f = B_x \cdot d \Rightarrow B_x = F \cdot \frac{f}{d} = 27\,489 \cdot \frac{158,09}{26,99} = 161\,012\,N \quad (5.5)$$

Síla v táhle – osa y:

$$B_y = B_x \cdot \tan \beta = 161\,012 \cdot \tan 2,27^\circ = 6\,382\,N \quad (5.6)$$

Tab. 5.3 Vypočtené síly v táhle pro jednotlivé vyhlubovací výšky

δ	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	42°
x [mm]	0	19,33	45,96	79,69	120,26	167,36	220,64	279,68	344,04	371,17
B _x [N]	161 012	121 340	105 237	95 282	87 945	81 965	76 707	71 828	67 065	65 174
B _y [N]	6 382	7 209	7 414	7 214	6 705	5 918	4 893	3 676	2 401	1 672
B [N]	161 139	121 554	105 498	95 555	88 200	82 179	76 863	71 922	67 108	65 195

Reakce v čepu A

$$A = \frac{A_x}{\cos \alpha} = \frac{133\,524}{\cos 0,37^\circ} = 133\,526\,N \quad (5.7)$$

Reakce v čepu – osa x:

$$F \cdot e = A_x \cdot d \Rightarrow A_x = F \cdot \frac{e}{d} = 27\,489 \cdot \frac{131,1}{26,99} = 133\,524\,N \quad (5.8)$$

Reakce v čepu – osa y:

$$A_y = A_x \cdot \tan \alpha = 133\,524 \cdot \tan 0,37^\circ = 862\,N \quad (5.9)$$

Tab. 5.4 Vypočtené reakce v čepu pro jednotlivé vyhlubovací výšky

δ	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	42°
x [mm]	0	19,33	45,96	79,69	120,26	167,36	220,64	279,68	344,04	371,17
A _x [N]	133 524	93 851	77 748	67 793	60 456	54 476	49 218	44 339	39 576	37 685
A _y [N]	862	3 671	5 137	5 586	5 481	4 996	4 228	3 248	2 136	1 705
A [N]	133 526	93 923	77 918	68 023	60 704	54 705	49 400	44 458	39 633	37 723

Síla na špičce P

Požadovaná síla na špičce při tlaku $p = 14\,MPa$: $P = 18\,000\,N \pm 2\,\%$

$$P \cdot c = B \cdot a \Rightarrow P = B \cdot \frac{a}{c} = 161\,139 \cdot \frac{110}{978,54} = 18\,114\,N \quad (5.10)$$

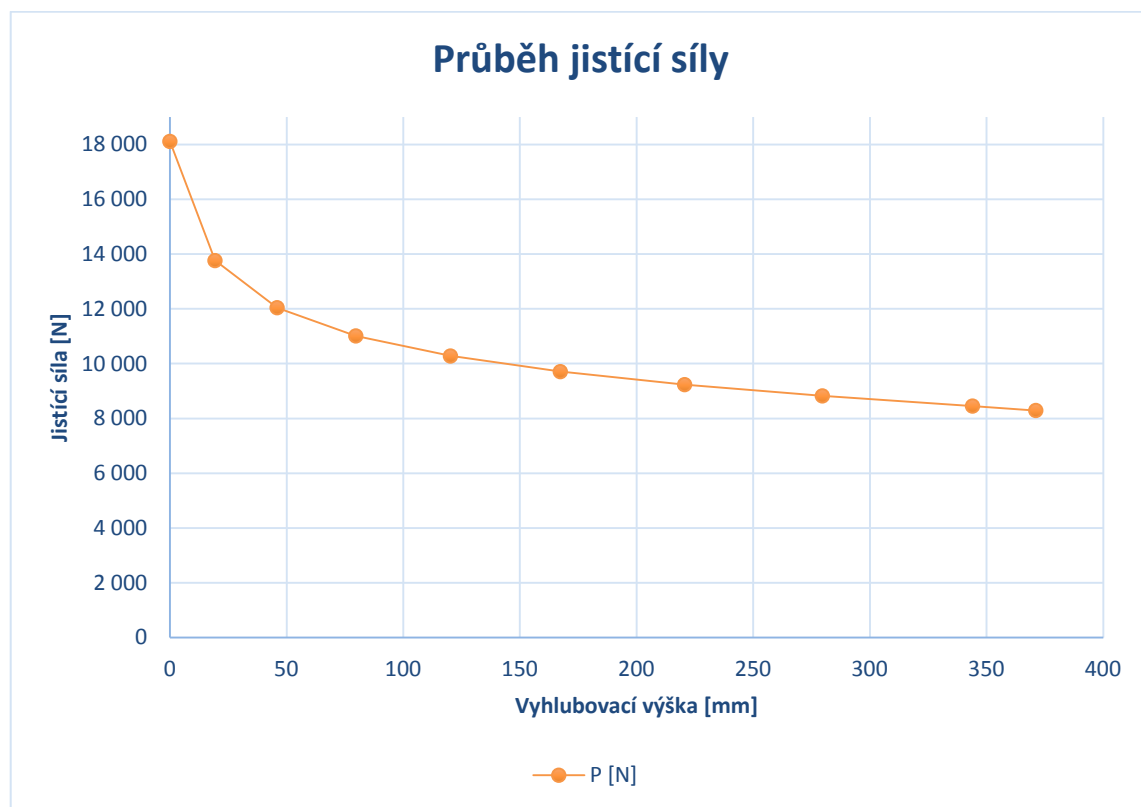
Musí platit podmínka:

$$\begin{aligned} P_{-2\,\%} &< P < P_{+2\,\%} \\ 17640\,N &< 18114\,N < 18360\,N \\ \Rightarrow \text{podmínka vyhovuje} \end{aligned} \quad (5.11)$$

B. PRŮBĚH VYHLUBOVACÍ SÍLY

Tab. 5.5 Vypočtené síly na špičce pro jednotlivé vyhlubovací výšky

δ	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	42°
x [mm]	0	19,33	45,96	79,69	120,26	167,36	220,64	279,68	344,04	371,17
P [N]	18 114	13 763	12 043	11 012	10 279	9 708	9 234	8 823	8 452	8 291

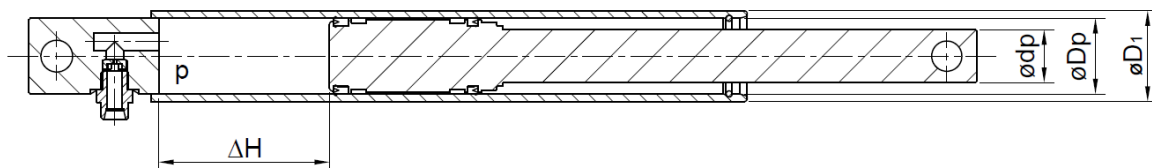


Obr. 5.5 Graf průběhu vyhlubovací síly působící na orební těleso v závislosti na velikosti vyhloubení

Z grafu (Obr. 5.5) je patrné, že čím větší je vychýlení orebního tělesa z pracovní pozice, tím nižší je jisticí síla. Průběh síly se zdá být ideálním, zejména pro svůj prudký pokles na prvních 50 mm vyhloubení, kde nám dojde k rychlé reakci na vyskytlou překážku a nevytahuje jí tak ze země, a následovným pozvolným snižováním této síly až do maximálního vychýlení $x = 371,17 \text{ mm} \sim \delta = 42^\circ$.

5.3 Návrhový výpočet součástí přímočarého hydromotoru

Přímočarý hydromotor je permanentně zatížen tlakem akumulátoru. Síla působící na pístnici je závislá na tlaku v hydraulickém okruhu a průřezu pístu. Doporučený pracovní tlak ve válci je 14 MPa, při kterém je vyhlubovací síla nastavena na hodnotu 18 kN. Při orbě v těžších podmínkách může obsluha stroje natlakovat akumulátor ještě více, proto se pro výpočet uvažuje s tlakem vyšším, než je doporučený pracovní tlak.



Obr. 5.6 Schéma hydraulického válce

Zadané, zvolené parametry (Obr. 5.6):

průměr pístu:	$\varnothing D_p = 50 \text{ mm}$
průměr pístnice:	$\varnothing d_p = 35 \text{ mm}$
vnější průměr válce:	$\varnothing D_1 = 60 \text{ mm}$
pracovní zdvih:	$\Delta H = 6 - 266 \text{ mm}$
pracovní tlak:	$p = 14 \text{ MPa}$

A. TĚLESO PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Zde je dimenzována především tloušťka stěny válce přímočarého hydromotoru v závislosti na jeho maximálním zkušebním tlaku.

Maximální zkušební tlak hydromotoru:

$$p_{max} = 1,5 \cdot p = 1,5 \cdot 14 = 21 \text{ MPa} \quad (5.12)$$

Materiál tělesa hydromotoru je zvolen St 52.0, DIN 1629 (maximální obsah C = 0,2 %, předepsán maximální obsah S = 0,05 %)

Tato ocel má tyto mechanické vlastnosti [14]:

- nízkouhlíkatá třída oceli, snadno svařitelná, široce použitelná
- $R_m = 640 \text{ MPa}$, $R_e = 355 \text{ MPa}$

Dle [3] se únavová pevnost pro nelegované oceli, které jsou namáhány na tah – tlak, při míjivém kmitu, přibližně stanovuje dle vztahu:

$$\sigma_{hc} = 0,38 \cdot R_m \cdot 1,5 = 0,38 \cdot 640 \cdot 1,5 = 365 \text{ MPa} \quad (5.13)$$

Návrh tloušťky stěny tělesa hydromotoru

Pro výpočet tloušťky stěny vycházíme z předpokladu, zdali se jedná o trubku tenkostěnnou nebo tlustostěnnou, rozhodující kritérium je poměr vnitřního poloměru R_p k poloměru vnějšímu R_1 , kdy hranici mezi těmito dvěma trubkami tvoří číslo 1,18. [5]

$$\frac{R_1}{R_p} = \frac{\frac{D_1}{2}}{\frac{D_p}{2}} = \frac{D_1}{D_p} = \frac{60}{50} = 1,18 \geq 1,18 \rightarrow \text{tenkostěnná trubka} \quad (5.14)$$

Pro tenkostěnnou trubku dle [5] platí pro výpočet tloušťky stěny tělesa s_{min} :

$$s_{min} = \frac{p_{max} \cdot D_p}{2 \cdot \sigma_{hc}} = \frac{21 \cdot 50}{2 \cdot 365} = 1,44 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } 5 \text{ mm} \quad (5.15)$$

Polotovar tělesa válce:

- trubka TR 60x5, DIN 1629, $m = 6,78 \text{ kg/m}$ [14]
- materiál: St 52.0, $R_m = 500\text{-}650 \text{ MPa}$, $R_e = 355 \text{ MPa}$,

B. PÍSTNÍ TYČ PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Zde je potřeba provést kontrolní výpočet pístní tyče přímočarého hydromotoru na vzpěrnou pevnost.

Materiál pístnice hydromotoru je zvolen 20MnV6, DIN 1629, podle ČSN podobná oceli 13 220 (obsah C = 0,16-0,22 %, předepsán maximální obsah S = 0,035 %)

Tato ocel má tyto mechanické vlastnosti: [14]

- Vanadiová ocel, normalizovaná s vyšší mezí průtažnosti a zlepšenou svařitelností a obrobiteľnosť
- $R_m = 550-700 \text{ MPa}$
- $R_e = 440 \text{ MPa}$

Kontrola pístnice na vzpěrnou pevnost [5]

Štíhlost pístnice:

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i} = \frac{294}{8,75} = 33,6 \quad (5.16)$$

$\lambda \leq 40 \Rightarrow$ provádí se kontrola na prostý tah nebo tlak

kde l_{red} je redukovaná délka pístnice závisící na způsobu uchycení hydromotoru:

$$l_{red} = l$$

i – poloměr setrvačnosti průřezu pístnice:

$$i = \sqrt{\frac{J}{S_p}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_p^4}{64}}{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}}} = \frac{d}{4} = \frac{35}{4} = 8,75 \text{ mm} \quad (5.17)$$

kde S_p – plocha průřezu pístnice

J – moment setrvačnosti plochy průřezu pístnice k ose souměrnosti

Jelikož je píst namáhán pouze tlakem, nemusí se kontrolovat svary mezi pístem a pístnicí.

Kontrola pístnice na tlak

Je kontrolován nosný průřez pístnice kruhového průřezu o průměru $d_p = 35$ mm. Síla F_p působící tlakové namáhání pístnice je působena maximálním zkušebním tlakem na kruhovou plochu pístu o průměru $D_p = 50$ mm.

Tlaková síla působící na pístnici:

$$F_p = p_{max} \cdot S = p_{max} \cdot \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} = 21 \cdot \frac{\pi \cdot 50^2}{4} = 41\,233 \text{ N} \quad (5.18)$$

Napětí tlakové σ_p působící na pístnici:

$$\sigma_p = \frac{F_p}{S_p} = \frac{F_p}{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}} = \frac{41\,233}{\frac{\pi \cdot 35^2}{4}} = 42,86 \text{ MPa} \quad (5.19)$$

Musí platit podmínka:

$$\begin{aligned} \sigma_p &\leq \sigma_{p\,DOV} \\ 42,86 \text{ MPa} &\leq 340 \text{ MPa} \Rightarrow \text{podmínka vyhovuje} \end{aligned} \quad (5.20)$$

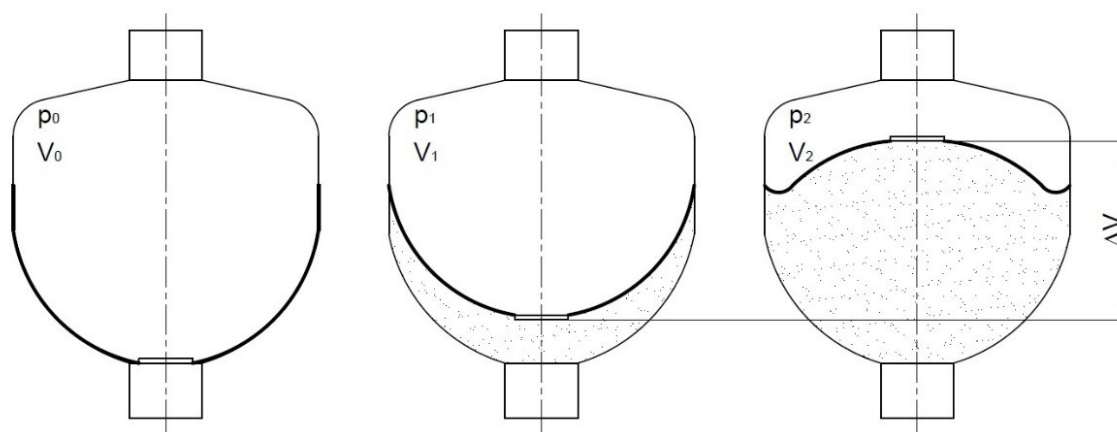
kde $\sigma_{p\,DOV}$ je dovolené napětí pro míjivé zatížení s bezpečností $k = 2$ pro ocel 20MnV6. [3]

Hydraulický válec si nechá firma OPaLL-Agri s.r.o, vyrobit na míru v kooperaci firmou, se kterou má dlouholeté zkušenosti. Hydraulické těsnění a vodící kroužky jsou nakoupeny u firmy Hennlich. Pro jeden válec bude potřeba 2x manžeta 601 40x50-10 a 2x vodící pás F 87-10.0x2.5S045. Vysunutí pístu z hydraulického válce je zabráněno pojistným kroužkem $\varnothing 46 \times 4$.

5.4 Návrhový výpočet hydraulického akumulátoru

Zde je proveden návrhový výpočet potřebné velikosti akumulátoru s ohledem na reálné poměry plynu. [4], [9]

Z důvodu unifikace a typizace byl jako typ akumulátoru vybrán akumulátor membránový. (Obr. 5.7)



Obr. 5.7 Označování stavových veličin v akumulátoru v průběhu jeho plnění kapalinou

Maximální, zkušební tlak hydromotoru viz výpočet (5.12)

Jako provozní tlak plynu je uvažován maximální

zkušební tlak hydromotoru

$$p_1 = p_{max} = 21 \text{ MPa}$$

Zdvih válce, vyvozený pákovým mechanismem

$$H = 259 \text{ mm}$$

Rozsah provozních teplot pracovní kapaliny – oleje

$$\Delta t = 0 - 60^\circ\text{C}$$

Polytropický exponent

$$n = 1,4$$

Poznámka: Protože se jedná o rychlý děj, může být změna stavu plynu považována za adiabatickou.

Stanovení plnicího tlaku plynu p_0 :

Plnicí tlak činí 60-90 % provozního tlaku v závislosti na provozní funkci akumulátoru.

$$p_0 = 0,9 \cdot p_{max} = 0,9 \cdot 21 = 18,9 \text{ MPa} \quad (5.21)$$

Pracovní tlak:

$$\frac{p_2}{p_0} \leq 4 \Rightarrow \text{volím } \frac{p_2}{p_0} = 2 \quad (5.22)$$

$$p_2 = 2 \cdot p_0 = 2 \cdot 18,9 = 37,8 \text{ MPa}$$

Užitečný objem akumulátoru:

Pro jeho určení vycházím z objemu vytlačeného hydraulickým válcem, při maximálním stlačení.

$$\Delta V = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \cdot H = \frac{\pi \cdot 50^2}{4} \cdot 259 = 508\,545 \text{ mm}^3 \Rightarrow 0,51 \text{ l} \quad (5.23)$$

Aby byl dodržen minimální požadovaný plnicí tlak při minimální provozní teplotě, musí se počítat s p_0 při t_{\min} .

$$p_{0(t_{\min})} = p_0 \cdot \frac{t_{\min} + 273}{t_{\max} + 273} = 18,9 \cdot \frac{0 + 273}{60 + 273} = 15,49 \text{ MPa} \approx 15 \text{ MPa} \quad (5.24)$$

Stanovení požadovaného objemu plynu:

$$V_{ideal} = \frac{\Delta V}{\left(\frac{p_{0(t=0)}}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_{0(t=0)}}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}} = \frac{0,51}{\left(\frac{15}{21}\right)^{\frac{1}{1,4}} - \left(\frac{15}{67,2}\right)^{\frac{1}{1,4}}} = 1,89 \text{ l} \quad (5.25)$$

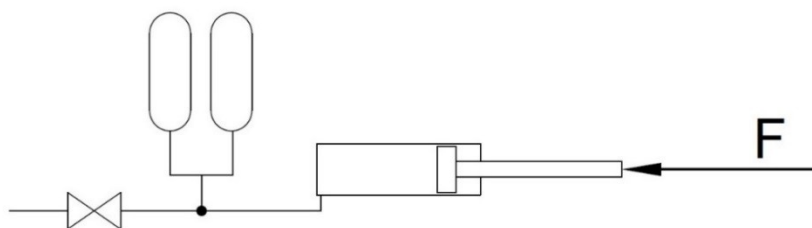
Zohlednění reálných poměrů plynu

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{37,8}{21} = 1,8 \Rightarrow C_a \approx 1,38 \quad (5.26)$$

kde C_a – korekční faktor

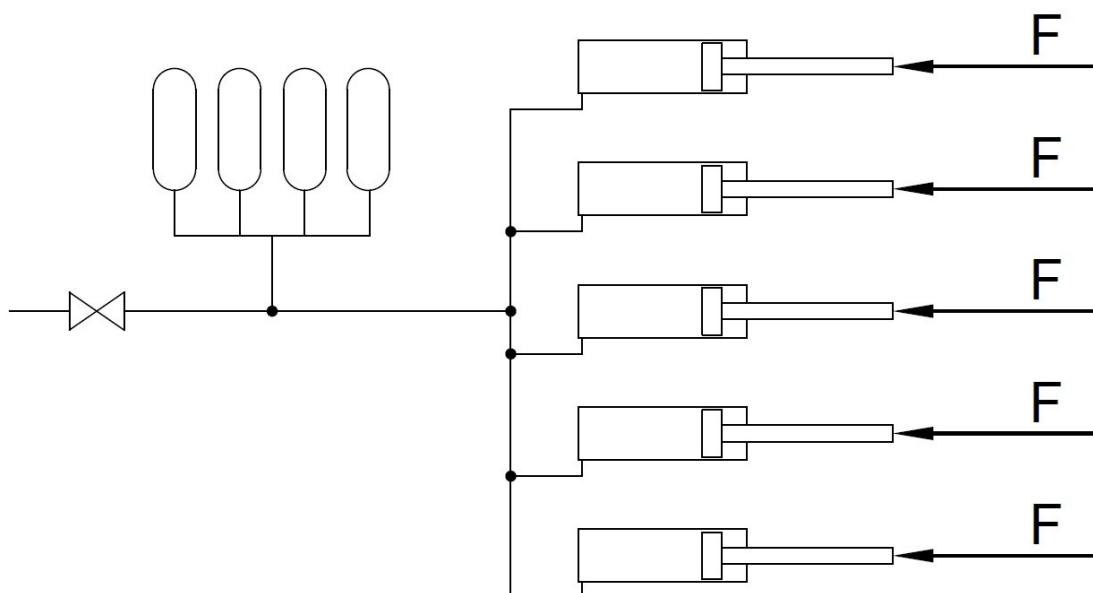
$$V_{0 \text{ real}} = C_a \cdot V_{0 \text{ ideal}} = 1,38 \cdot 1,89 = 2,61 \text{ l} \quad (5.27)$$

Vybírám membránový akumulátor firmy FOX ze série HST/300 [8], kde maximální pracovní tlak je 300 bar a zkušební tlak 400 bar. Jelikož se v této sérii vyrábí akumulátory pouze do objemu 2,3 l, je uvažováno s dvojicí těchto akumulátorů. Je tedy voleno 2x HST 1,5 s maximálním tlakem 300 bar a zkušebním tlakem 450 bar. (Obr. 5.8)



Obr. 5.8 Hydraulické schéma zapojení akumulátorů pro jeden hydraulický válec

Ve skutečnosti nebude zapotřebí pro celý pluh, resp. pro n držáků, přímo úměrný počet akumulátorů vzhledem k počtu držáků. Ale bude volen menší počet s ohledem na skutečnost, že zdvih všech non-stop jistění do maximálního vychýlení současně je vysoce nepravděpodobný. Například pro pětiradličný pluh se nepoužije 2x5 akumulátorů, ale použijí se pouze 4 akumulátory. (Obr. 5.9)



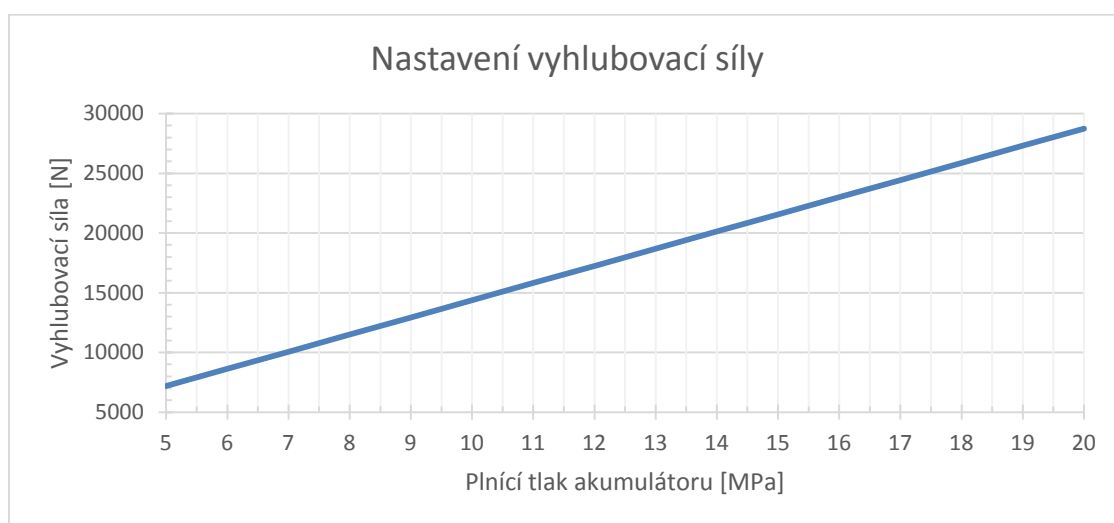
Obr. 5.9 Hydraulické schéma zapojení akumulátorů pro 5 hydraulických válců

Při běžné pracovní síle na špičce 18 kN je akumulátor natlakovaný na provozní tlak 14 MPa. Při maximálním stlačení pístu tlak dosahuje hodnoty 25,2 MPa. Což je bezpečně nižší tlak, než pracovní tlak zvoleného akumulátoru uváděný výrobcem.

Při natlakování akumulátoru na maximální dovolený provozní tlak 21 MPa, při němž se vyhlubovací síla dostává na nepoužitelně vysokou hodnotu 27 kN, je při úplném stlačení pístu dočasně dosaženo tlaku 37,8 MPa. Což by měl akumulátor také vydržet, jelikož zvolený akumulátor je dimenzován na zkušební tlak 40 MPa.

Přehled tlakování akumulátoru:

Dle následujícího grafu (Obr. 5.10) si může obsluha stroje snadno odvodit nastavení tlaku na hydraulickém válci vzhledem k vyhlubovací síle na špičce orebního tělesa.



Obr. 5.10 Graf - nastavení vyhlubovací síly orebního tělesa

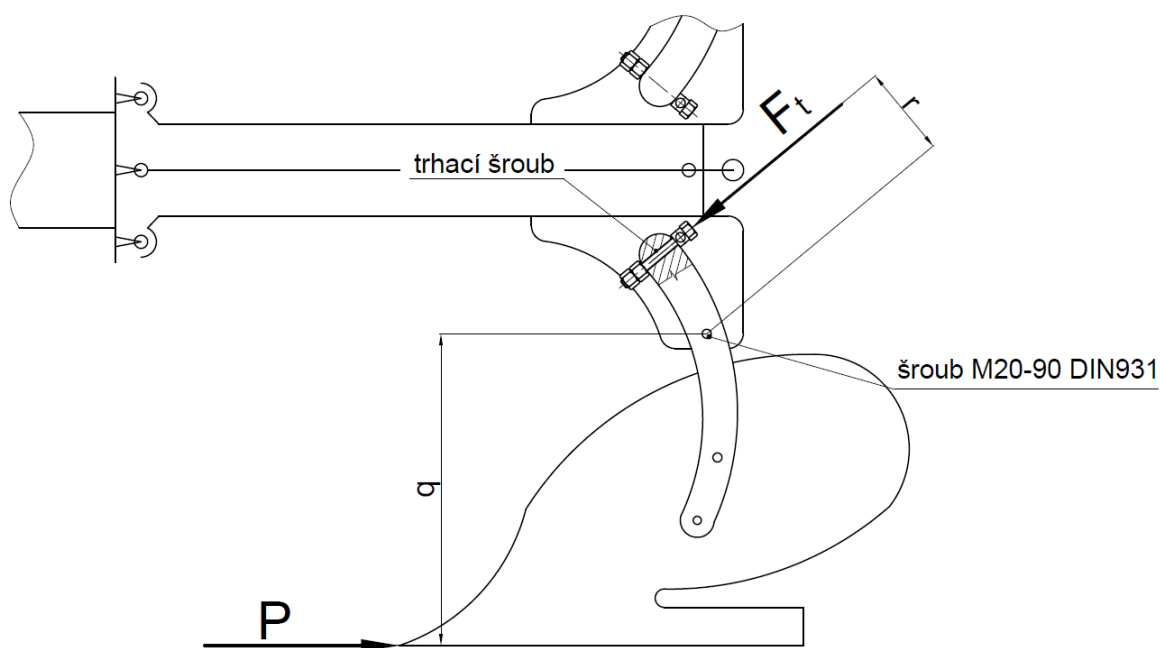
Tab. 5.6 Hodnoty vyhlubovací síly pro jednotlivé plnicí tlaky

p₀ [MPa]	5	6	7	8	9	10	11	12
F_{špička} [N]	7 188	8 626	10 063	11 501	12 939	14 376	15 814	17 251
p₁[MPa]	5,56	6,67	7,78	8,89	10	11,11	12,22	13,33

13	14	15	16	17	18	19	20
18 689	20 127	21 564	23 002	24 440	25 877	27 315	28 752
14,44	15,56	16,67	17,78	18,89	20	21,11	22,22

5.5 Návrhový výpočet trhacího šroubu

Návrhový výpočet se provádí pro sekundární jištění orebního tělesa trhacím šroubem. Pokud dojde k zaklesnutí orebního tělesa a tahová síla působící na šroub překročí hranici 34 kN, šroub se přetrhne a tím ochrání ostatní součásti orebního ústrojí. Vycházelo se z momentové rovnováhy síly na špičce P a trhací síly F_t k bodu, kde je slupice spojena s bočnicemi tj. šroub M20-90 DIN931. (Obr. 5.11)



Obr. 5.11 Schéma silových poměrů trhacího šroubu

Síla na špičce potřebná k přetržení šroubu stanovena $P = 34 \text{ kN}$

Výpočet trhací síly:

$$P \cdot q = F_t \cdot r \Rightarrow F_t = P \cdot \frac{q}{r} = 34\,000 \cdot \frac{603,5}{155} = 123\,819 \text{ N} \quad (5.28)$$

Návrh průměru šroubu:

Volen šroub o pevnosti 8.8

$$\sigma_{t\,DOV} = \frac{F_t}{S} = \frac{F_t}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \Rightarrow d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_t}{R_m \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 123\,819}{800 \cdot \pi}} = 14,52 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \text{volen šroub M16x1; kde } d_3 = 14,773 \text{ mm} \quad (5.29)$$

kde

$$\sigma_{t\ DOV} = R_m = 800\ MPa \quad (5.30)$$

Přepočet skutečné trhací síly F_t' :

$$F_t' = \sigma_{t\ DOV} \cdot S = \sigma_{t\ DOV} \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = 800 \cdot \frac{\pi \cdot 14,773^2}{4} = 137\ 125\ N \quad (5.31)$$

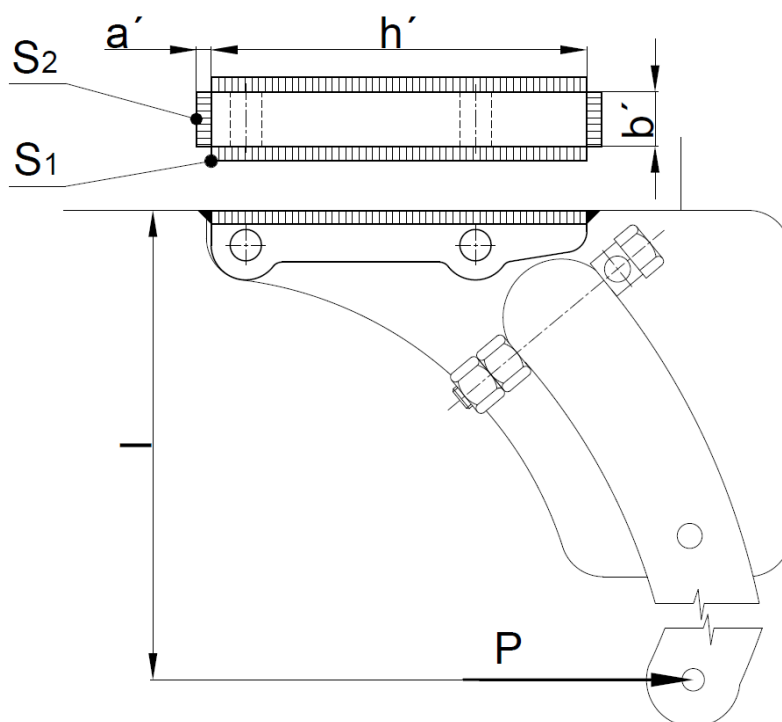
Přepočet skutečné síly na špičce P potřebné k přetržení šroubu:

$$P \cdot q = F_t' \cdot r \Rightarrow P = F_t' \cdot \frac{r}{q} = 137\ 125 \cdot \frac{155}{603,5} = 35\ 219\ N \quad (5.32)$$

Zvolený šroub: Šroub M16x1-70 DIN960; pevnost 8.8 [3]

5.6 Kontrola svaru v místě uchycení bočnice

Výpočet se provádí pro svar v místě mezi uchycení bočnice a těla držáku (obdélníková trubka 120x100x8). Uchycení bočnice je k tělu držáku přivařeno čtyřmi koutovými svary (Obr. 5.12). Pro svařování byl zvolen přídavný materiál o stejné pevnosti jako základní materiál, tedy s mezí kluzu $R_e = 355\ MPa$. Odtud se vychází pro stanovení převodních součinitelů pro čelní a boční koutový svar.



Obr. 5.12 Schéma zatížení svaru uchycení bočnice

rameno zatěžující síly	$l = 768,5 \text{ mm}$
délka uchycení bočnice	$h' = 250 \text{ mm}$
šířka uchycení bočnice	$b' = 30 \text{ mm}$
velikost svaru	$a' = 7 \text{ mm}$
rozměr základny svaru	$z' = 10 \text{ mm}$

Zatěžující síla je odvozena z maximálního zatížení trhacího šroubu a poté navýšena cca o 20 %.

$$F_t = 34 \text{ kN} \rightarrow F' = 40 \text{ kN} \quad (5.33)$$

$$\begin{aligned} \text{Celkový nosný průřez svarů: } S_{sv} &= 2 \cdot S_1 + 2 \cdot S_2 = \\ &= 2 \cdot 1540 + 2 \cdot 210 = 3920 \text{ mm}^2 \end{aligned} \quad (5.34)$$

$$\text{Nosný průřez svaru 1: } S_1 = a' \cdot h' = 7 \cdot 250 = 1750 \text{ mm}^2 \quad (5.35)$$

$$\text{Nosný průřez svaru 2: } S_2 = a' \cdot b' = 7 \cdot 30 = 210 \text{ mm}^2 \quad (5.36)$$

Rozbor zatížení: osamocená síla na rameni \Rightarrow 2 účinky [1]

a) Osamocená síla přeložená do místa svaru

$$\tau_{||} = \frac{F'}{S_1} = \frac{40\,000}{1750} = 22,86 \text{ MPa} \quad (5.37)$$

b) Ohybový moment M_o

$$\tau_{\perp} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{30\,740\,000}{190\,652} = 161,2 \text{ MPa} \quad (5.38)$$

$$M_o = F' \cdot l = 40\,000 \cdot 768,5 = 30\,740\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (5.39)$$

$$W_o = \frac{\sum J_{xi}}{z} = \frac{\sum J_{xi}}{\frac{h'}{2} + a'} = \frac{25\,166\,027}{\frac{250}{2} + 7} = 190\,652 \text{ mm}^3 \quad (5.40)$$

$$\begin{aligned} J_{x_{S_1}} &= J_{S_1} + S_1 \cdot e^2 = \frac{b' \cdot a'^3}{12} + a' \cdot b' \cdot \left(\frac{h'}{2} + \frac{a'}{2}\right)^2 = \\ &= \frac{30 \cdot 7^3}{12} + 7 \cdot 30 \cdot \left(\frac{250}{2} + \frac{7}{2}\right)^2 = 3\,468\,430 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (5.41)$$

$$J_{x_{S_2}} = \frac{a' \cdot h'^3}{12} = \frac{5 \cdot 250^3}{12} = 9\,114\,583 \text{ mm}^4 \quad (5.42)$$

$$\begin{aligned} \sum J_{x_S} &= 2 \cdot J_{x_{S_1}} + 2 \cdot J_{x_{S_2}} = 2 \cdot 3\,468\,430 + 2 \cdot 9\,114\,583 \\ &= 25\,166\,027 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (5.43)$$

Výsledné napětí ve svaru

$$\tau_{vysl.} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{||}}{k_4}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}}{k_3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{22,86}{0,65}\right)^2 + \left(\frac{161,2}{0,75}\right)^2} = 217,8 \text{ MPa} \quad (5.44)$$

Dovolené napětí ve svaru

$$\tau_{DOV} = \beta' \cdot \sigma_{DOV} = \beta' \cdot \frac{R_e}{k_s} = 1 \cdot \frac{355}{1,5} = 236,7 \text{ MPa} \quad (5.45)$$

$$\text{Součinitel velikosti svaru:} \quad z' \geq 10 \text{ mm} \Rightarrow \beta' = 1 \quad (5.46)$$

$$\text{Součinitel bezpečnosti svaru:} \quad \text{voleno } k_s = 1,5$$

Musí platit podmínka:

$$\tau_{vysl.} \leq \tau_{DOV} \quad (5.47)$$

$$217,8 \leq 236,7 \Rightarrow \text{svar vyhovuje}$$

5.7 Kontrolní výpočet uchycení táhla

Táhlo je v přední části uloženo v kloubovém ložisku GEM40ES-2LS a přes čep uchyceno ve dvojici ok. (Obr. 5.13) To mu umožňuje současný výkyv ve dvou rovinách.

V zadní části je pak táhlo čepem o průměru 25 mm uchyceno k pákovému mechanismu.

A. VÝPOČET ČEPOVÉHO SPOJE TÁHLA

Kvůli tvaru orebního tělesa dochází při působení síly na orební těleso teoreticky i k síle způsobující ohybový moment táhla. Tento moment však do výpočtu neuvažují, jelikož tento moment zachycuje uložení držáku ve čtyřech bodech (kulový šroub x pouzdro). Táhlo je tak namáháno pouze tahem a čep pak prostým ohybem.

Na tento čep bude působit největší síla v okamžiku, kdy dojde k deformaci trhačího šroubu sekundárně jistícího celý držák za předpokladu, že držák není vychýlen z pracovní pozice. Proto návrh čepu spojující táhlo s uchycením držáku k rámu se uvažuje součet síly v táhle a trhačí síly šroubu.

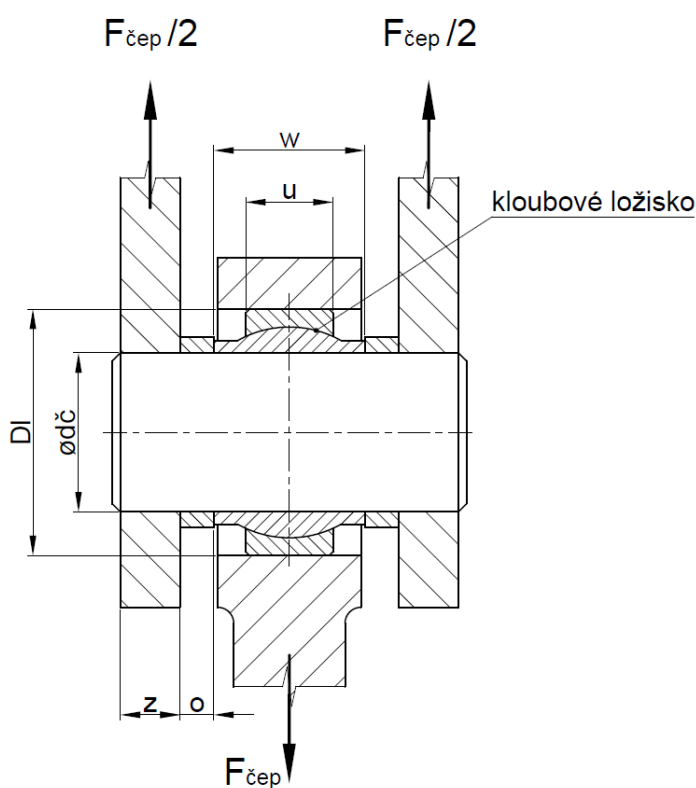
Trhací síla	$F_t = 34\,000\text{ N}$
Síla v táhle	$F_{táhlo} = 241\,708\text{ N}$

Poznámka: Zde uvažujeme sílu vyvozenou hydraulickým válcem při jeho maximálním dovoleném natlakování, tedy $p_{\max} = 21\text{ MPa}$.

Celková síla působící na čep je rovna součtu těchto sil:

$$F_{\text{čep}}' = F_{táhlo} + F_t = 241\,708 + 34\,000 = 275\,708\text{ N} \quad (5.48)$$

Pro následný výpočet je počítáno se silou $F_{\text{čep}} = 300\text{ kN}$



Obr. 5.13 Schéma zatížení čepu táhla

Ohybový moment:

$$M_o = \frac{F_{\text{čep}}}{2} \left(\frac{z}{2} + o + \frac{w}{2} \right) - \frac{F_{\text{čep}}}{2} \cdot \frac{w}{4} = \frac{300\,000}{2} \left(\frac{15}{2} + 8,5 + \frac{38}{2} \right) - \frac{300\,000}{2} \cdot \frac{38}{4} = 3\,873\,564\text{ N} \cdot \text{mm} \quad (5.49)$$

Návrh průměru čepu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32}} \leq \sigma_{o\ DOV} \Rightarrow d_{\check{c}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot \sigma_{o\ DOV}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3\,873\,564}{\pi \cdot 655}} = 39,2\ mm$$

\rightarrow volím $\varnothing 40\ mm$

(5.50)

kde dovolené ohybové napětí při míjivém zatížení pro ocel 42CrMo4 s bezpečností $k = 1,5$ [3]:

$$\sigma_{o\ DOV} = 655\ MPa$$

Zvolený čep: $\varnothing 40\ mm$, materiál 42CrMo4 s $R_m = 1115\ MPa$.

Kontrola spojovaných součástí na otláčení:

Kloubové ložisko

Pro průměr čepu $\varnothing d_{\check{c}} = 40\ mm$ je zvoleno kloubové ložisko GEM 40 ESL – 2LS firmy SKF o dynamické únosnosti $C = 100\ kN$ a statické únosnosti $C_0 = 500\ kN$. Jelikož je zatěžující síla $F_{\check{c}ep} = 300\ kN$, stává se ložisko pro tento spoj vhodným.

Měrný tlak v oku táhla:

$$p_{oko} = \frac{F_{\check{c}ep}}{D_l \cdot u} = \frac{300\,000}{62 \cdot 22} = 220\ MPa$$
(5.50)

Materiál pro oko táhla je volen ABRA 500.7 s mezí pevnosti $R_m = 1300\ MPa$, vhodný ke svařování. Dovolené tlakové napětí při míjivém zatížení pro slitinové oceli s bezpečností $k = 2$ [3]:

$$p_{oko\ DOV} = 340\ MPa$$

Podmínka:

$$p_{oko} \leq p_{oko\ DOV}$$

$$220\ MPa \leq 340\ MPa \rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$$
(5.51)

Měrný tlak ve vidlici:

$$p_v = \frac{F_{\check{c}ep}}{2 \cdot d_{\check{c}} \cdot z} = \frac{300\,000}{2 \cdot 40 \cdot 15} = 250 \text{ MPa} \quad (5.52)$$

Materiál pro vidlice je volen 15 230.7 s mezí pevnosti $R_m = 1080 \text{ MPa}$, vhodný ke svařování. Dovolené tlakové napětí při míjivém zatížení pro slitinové oceli s bezpečností $k = 2$ [3]:

$$p_{v\,DOV} = 340 \text{ MPa}$$

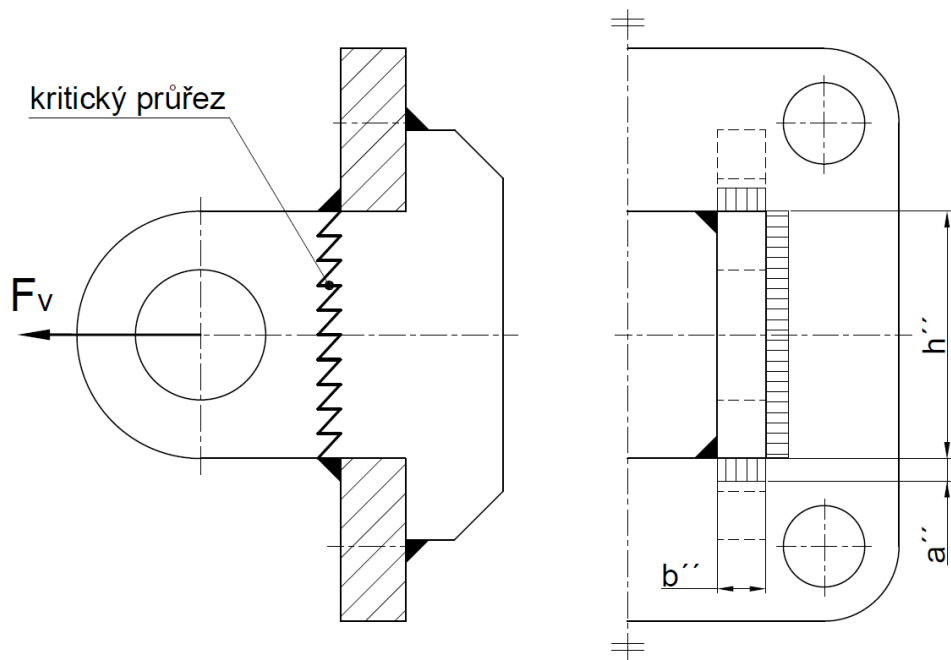
Podmínka:

$$p_v \leq p_{v\,DOV}$$

$$250 \text{ MPa} \leq 340 \text{ MPa} \rightarrow \text{podmínka vyhovuje} \quad (5.53)$$

B. KONTROLA VIDLICE NA TAHOVÉ NAPĚTÍ

Vidlice jsou tvarově dimenzovány tak, aby se při působícím tahovém napětí opřely o opěrné plochy. Proto se zde nekontrolují svary, ale kritický průřez součásti namáhané tahovým napětím. Kdyby vidlice nebyly k plotně přivařeny, tento kritický průřez by se nacházel u paty opěrné plochy rovnoběžně s působící silou. Ve skutečnosti ale budou vidlice přivařeny. Kritický průřez se tak nachází v místě prvního svaru od oka vidlice, přes které je síla v táhle přenášena, kde by se součást pravděpodobně deformovala. (Obr. 5.14) Vidlice jsou přivařeny po obvodu koutovým svarem. Na každou vidlici působí poloviční síla působící ohybový moment čepu. Materiál vidlic je ABRA 15 230.7 s mezí pevnosti $R_m = 1080 \text{ MPa}$, vhodný ke svařování.



Obr. 5.14 Schéma zatížení vidlic čepu táhla

šířka vidlice	$b'' = 15 \text{ mm}$
výška vidlice	$h'' = 76 \text{ mm}$
nosný průřez svaru	$a'' = 5 \text{ mm}$

Zatěžující síla vidlice:

$$F_v = \frac{F_{\text{čep}}}{2} = \frac{300\,000}{2} = 150\,000 \text{ N} \quad (5.54)$$

Kritický průřez vidlice:

$$S_k = b \cdot h = 15 \cdot 76 = 1140 \text{ mm}^2 \quad (5.55)$$

Rovnoběžná složka napětí svaru – smyk:

$$\sigma_t = \frac{F_v}{S_k} = \frac{150\,000}{1140} = 131,6 \text{ MPa} \quad (5.56)$$

Dovolené tahové napětí při mívivém zatížení pro slitinové oceli s bezpečností $k = 2$ [3]

$$\sigma_{t\ DOV} = 340\ MPa$$

Podmínka:

$$\sigma_t \leq \sigma_{t\ DOV}$$

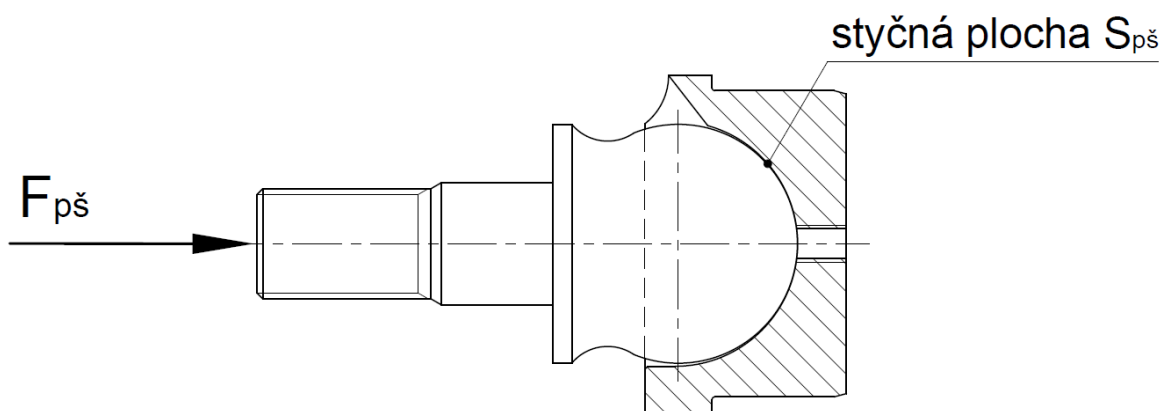
$$131,6\ MPa \leq 340\ MPa \rightarrow \text{podmínka vyhovuje} \quad (5.57)$$

5.8 Kontrolní výpočet kulového styku

Kontrolujeme opěrné body mezi tělem držáku (šroub s kulovou hlavou $\varnothing 45$ mm) a uchycením k rámu (pouzdro s vnitřní kulovou plochou $\varnothing 45$ mm). (Obr. 5.15) Styčné plochy přenášejí sílu vyvozenou hydraulickým válcem do uchycení k rámu.

Jelikož na tyto plochy působí permanentní tlaková síla a současně dochází, při vychýlení držáku z pracovní pozice, ke smýkání ploch o sebe, bude na styčné ploše vznikat nejen tlaková složka síly, ale musíme také zohlednit abrazivní opotřebení těchto ploch. Jedna součást z této dvojice bude mít proto horší mechanické vlastnosti. Zde bude výhodnější volit horší mechanické vlastnosti pro šroub přitažený maticí, který je snáze demontovatelný než nalisované pouzdro. Abychom jsme toto opotřebení snížili na minimum, musí být tento uzel mazán plastickým mazivem. Mazivo je přiváděno do prostoru styčné plochy přes kulovou maznici přímou M6x1 našroubovanou na pouzdru.

V krajním případě může nastat situace, kdy bude držák opřen pouze v jedné styčné ploše, čímž bude celá síla koncentrována právě do této plochy. Tato situace nastane, pokud bude držák vychýlen z pracovní pozice ve vertikálním i horizontálním směru současně.



Obr 5.15 Schéma zatížení mezi kulovým šroubem a jeho opěrným pouzdrém

Materiál pouzdra je zvolen 1.7131 (16MnCr5, 14220), zušlechtěn na 60 HRC s odpovídající mezí pevnosti $R_m = 2400$ MPa.

Materiál šroubu s kulovou hlavou je zvolen 1.7225 (42CrMo4, 15142), zušlechtěn na 35 HRC s odpovídající mezí pevnosti $R_m = 1115$ MPa.

Pro stanovení dovoleného tlaku zohledňujeme součást s horšími mechanickými vlastnostmi, tedy šroub s kulovou hlavou.

Styčná plocha mezi pouzdrem a šroubem s kulovou hlavou $S_{pš}$:

$$S_{pš} = 2920,3 \text{ mm}^2 \quad (5.58)$$

Poznámka: Styčná plocha změřena v programu SolidWorks 2015

Síla $F_{pš}$ působící na styčnou plochu je rovna síle v táhle B, která je vyvozená hydraulickým válcem.

$$F_{pš} = B = 161\,139 \text{ N} \quad (5.59)$$

Tlak působící v kontaktu pouzdro – šroub s kulovou hlavou $p_{pš}$:

$$p_{pš} = \frac{F_{pš}}{S_{pš}} = \frac{161\,139}{2920,3} = 55,18 \text{ MPa} \quad (5.60)$$

Vztah pro výpočet dovoleného tlaku p_{DOV} dle [6]:

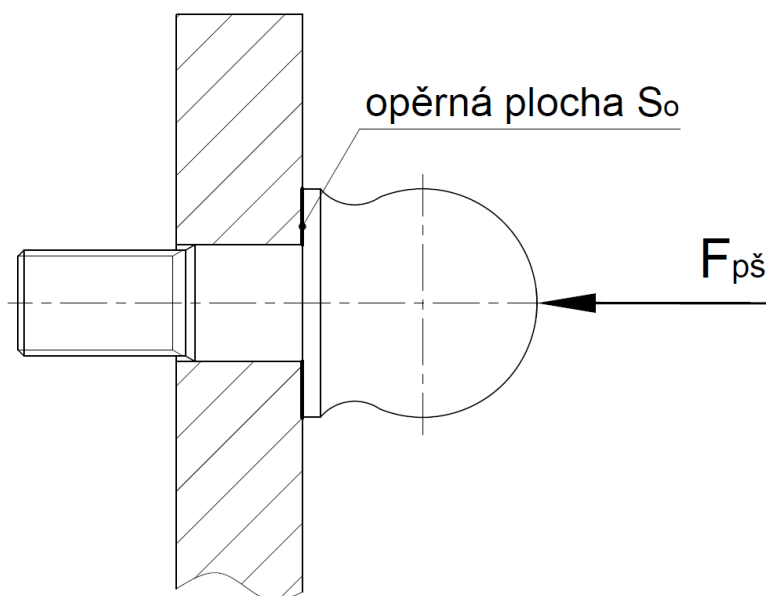
$$p_{DOV} = \frac{0,6 \cdot R_m}{k} \cdot c_{II} = \frac{0,6 \cdot 1115}{2} \cdot 0,75 = 250 \text{ MPa} \quad (5.61)$$

kde: koeficient c_{II} zohledňuje charakter míjivého zatížení

Musí platit podmínka pro zvolenou bezpečnost:

$$\begin{aligned} p_{pš} &\leq p_{DOV} \\ 55,18 \text{ MPa} &\leq 250 \text{ MPa} \rightarrow \text{podmínka vyhovuje} \end{aligned} \quad (5.62)$$

Dále se musí zkontrolovat otláčení v místě pod hlavou kulového šroubu. (Obr. 5.16)



Obr. 5.16 Schéma zatížení opěrné plochy pod hlavou kulového šroubu

Materiál opěrné desky je zvolen Hardox 400 s mezí pevnosti $R_m = 1250 \text{ MPa}$. Tato hodnota je vyšší, než je hodnota meze pevnosti šroubu s kulovou hlavou, proto bude na otláčení kontrolován právě šroub. Pro stanovení dovoleného tlaku vycházím ze vztahu. (2.23 – viz rovnice výše)

Opěrná plocha v místě pod hlavou S_o :

$$S_o = 983,2 \text{ mm}^2 \quad (5.63)$$

Poznámka: Opěrná plocha změřena v programu SolidWorks 2015

Síla působící na opěrnou plochu je rovna síle působící na styčnou plochu a tudíž i síle v táhle B, která je vyvozená hydraulickým válcem. (viz. výpočet 5.59)

Tlak působící pod hlavou šroubu p_o :

$$p_o = \frac{F_{pš}}{S_o} = \frac{161\,139}{983,2} = 163,9 \text{ MPa} \quad (5.64)$$

Musí platit podmínka pro zvolenou bezpečnost:

$$p_o \leq p_{Dov} \\ 163,9 \text{ MPa} \leq 250 \text{ MPa} \rightarrow \text{podmínka vyhovuje} \quad (5.65)$$

5.9 Kontrola konstrukce non-stop jištění

PEVNOSTNÍ ANALÝZA KONSTRUKCE TĚLA DRŽÁKU, TÁHLA A PÁKOVÉHO MECHANIZMU

S ohledem na složitost konstrukce a množství prvků, byl proveden výpočet konstrukce těla držáku a pákového mechanismu pomocí metody konečných prvků (MKP). Model této konstrukce byl vytvořen v počítačovém programu SolidWorks2015, pomocí něhož byla provedena pevnostní analýza. Deformačně-pevnostní analýza umožní ověřit vlastnosti a chování navrhované konstrukce při provozním zatížení. Současně zkontroluje namáhání segmentů pákového mechanismu, táhla, svarů a výztuh v místě připojení plotny k rámu těla držáku.

Pro výpočet bylo nutné do programu zadat okrajové podmínky, mezi které patří velikost a umístění zatěžující síly, použité materiály a vazby mezi součástmi.

Působení přímočarého hydromotoru na non-stop jištění bylo nahrazeno dvojicí sil, z níž jedna působí do jeho uchycení k tělu držáku a druhá na pákový mechanismus. Obě tyto síly mají velikost $F = 28 \text{ kN}$, která vzniká při provozním tlaku v hydraulickém okruhu $p = 14 \text{ MPa}$. Vzhledem k velikosti sil působících na celé jištění byla pro analýzu zanedbána gravitační složka.

Dále bylo jako okrajové podmínky nutno zadat vazby mezi součástmi. Pro nahrazení uchycení táhla do kloubového ložiska byla použita vazba „otočný čep“, která zabraňuje posuvu součástí vůči sobě a zároveň umožňuje jejich otáčení. Tato vazba plně nenahrazuje kloubové uložení ložiska, což nám nevadí, jelikož se jištění za působení pouze síly vyvozené přímočarým hydromotorem nepohybuje. Stejná vazba byla použita v místě styku horních opěrných bodů. Spodní opěrné body nebyly zavazbeny, ale na jejich kulové vrchlíky byla umístěna pomyslná rovina, do které jsou tyto body zapřeny. Proto zde vznikají tlaková napětí. (Obr.5.1) Dále byla pro uchycení segmentů pákového mechanismu k tělu držáku užita vazba „kolík“, která se chová stejně jako vazba „otočný čep“ s tím rozdílem, že je zde navíc umožněn pohyb spojovaných součástí v prostoru. Všechny dotyky pak byly zvoleny jako pevné.

Výsledky pevnostní analýzy:

a) Napětí Von Mises

Z (Přílohy J) je patrné, že nejvyšší naměřené napětí $\sigma = 658$ MPa vzniká v místě vykrojení segmentů. Ty jsou vyrobeny z ušlechtilého materiálu s mezí kluzu $R_e = 1400$ MPa. I přesto, že by zvolený materiál toto napětí teoreticky přenesl, byl tvar tohoto dílu upraven, čímž se napětí snížilo na $\sigma = 465$ MPa. (Příloha K) Byl zvětšen poloměr vrubu (z 8 mm na 15 mm) a upraven celkový tvar segmentu tak, aby ani nyní nedocházelo ke kolizi s tělem držáku při jeho maximálním vychýlení. (Obr. 4.10) Ostatní součásti jsou namáhány výrazně méně a s ohledem na jejich zvolené materiály by měly zatížení snadno vydržet.

b) Posunutí

Na posunutí bylo kontrolováno pouze jištění s již upraveným segmentem pákového mechanismu. Z (Příloha L) je zřejmé, že největší posunutí bude v místě připojení pístní tyče k pákovému mechanismu. Zde hodnota posunutí nabývá hodnoty až 7,7 mm. Tato hodnota je poměrně velká, to může být způsobeno tím, že program SolidWorks2015 bere toto posunutí k jednomu pevnému bodu, s největší pravděpodobností k bodu, kde je držák vazbami pevně uchycen. Tudíž se do této hodnoty zohlední i posunutí celého držáku vůči pevnému bodu.

6 ÚDRŽBA ZAŘÍZENÍ

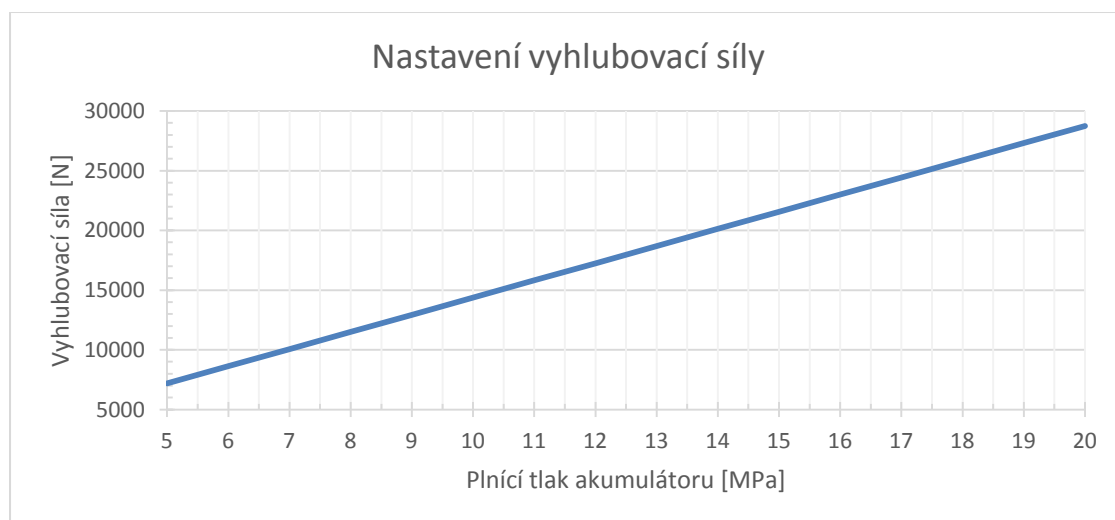
Prostředkem k prodloužení životnosti a udržení produktivity hydro-pneumatického non-stop jištění na co nejvyšší úrovni je autonomní údržba. Tedy splnění nejzákladnějších požadavků uživatelem jako jsou čištění, mazání, dodržování zásad „Návodu k udržování“ apod.

6.1 Výměna oleje

Tělo držáku je do opěrných ploch dotlačováno tlakem v hydraulickém okruhu. Při nutnosti zásahu do hydraulického okruhu je nutno vzít v úvahu tuto skutečnost a nahradit sílu od hydraulického válce, aby těleso nespadlo. To je zajištěno šroubovým spojením ve dvojici otvorů v plotně těla držáku a v plotně uchycení k rámu. Teprve poté může být uvolněn tlak v hydraulickém akumulátoru a být zasahováno do hydraulického okruhu.

6.2 Nastavení tlaku v akumulátoru

Dle následujícího grafu (Obr. 6.1) si může obsluha stroje snadno odvodit nastavení tlaku na hydraulickém válci vzhledem k vyhlubovací síle na špičce orebního tělesa.



Obr. 6.1 Graf - nastavení vyhlubovací síly orebního tělesa

6.3 Výměna trhacího šroubu

Při najetí na překážku se v místě prvního nosného závitu šroub přetrhne a šroub z čepu odpadne. Orební těleso se kolem druhého šroubu jako kolem čepu pootočí dozadu a dojde k jeho vyhloubení. Po překonání překážky musí traktorista vyhloubit celý pluh, těleso pootočit do původní polohy, vložit nový trhací šroub a zajistit jej dvojicí matic.

6.4 Kontrola zařízení

Před použitím je nutné zkontrolovat:

- správné nastavení tlaku v hydraulickém okruhu
- správné nastavení pracovního záběru pluhu
- zajištění všech čepů
- přítomnost šroubů trhacího jištění
- dotažení všech šroubů
- nepropustnost těsnění v místě připojení hydraulických hadic k přímočarému hydromotoru
- namazání všech mazacích míst
- celková vizuální kontrola

Kontroly za provozu:

- vizuální kontrola
- hlučnost
- vibrace

Pro dlouhodobé nevyužívání je vhodné ustavit pluh do suchého prostředí a provést očištění stroje a následné namazání určených ploch.

7 ZÁVĚR

Zřízení proti přetížení orebního ústrojí bylo navrženo dle zadaných parametrů. Byla vypracována rešerše v oblasti používaných variant jištění orebních těles. Z této rešerše se vycházelo pro zpracování variantního řešení. Pro své výhody byla vybrána varianta, kde je přímočarý hydromotor umístěn vně držáku. Vyřešena byla podmínka automatického zahloubení radlice po překonání vyskytnuté překážky, což je zajištěno připojením membránového hydraulického akumulátoru k jednočinnému přímočarému hydromotoru. Jako sekundární jištění byl s výhodou zvolen trhací šroub, kvůli směru působení deformační síly.

Kontrolními výpočty byla ověřena správnost návrhu určených součástí hydro-pneumatického jištění. Pro výpočty byly jako vstupní parametry zadány pracovní tlak, při kterém měla být určitá vyhlubovací síla na špičce orebního tělesa. Z těchto hodnot byly vypočítány síly působící na jednotlivé součásti držáku, ze kterých se pak vycházelo pro dimenzování většiny jejich rozměrů. Některé hodnoty byly pro zjednodušení odměřeny ze zpracovaného 3D modelu. Využitím pevnostní analýzy byla zkontrolována navržená konstrukce těla držáku při působení zatěžujících sil. Pevnostní analýzou bylo zjištěno, že je tato konstrukce dostatečně tuhá.

V příloze je zpracována výkresová dokumentace, součástí které je sestavný výkres jištění orebních těles, dále výrobní výkres svařence těla držáku, výrobní výkres tělesa přímočarého hydromotoru a výrobní výkres pístní tyče přímočarého hydromotoru.

Existuje reálná možnost, že na základě této diplomové práce bude vycházeno pro výrobu hydro-pneumatického non-stop jištění a jeho zařazení do nabízeného sortimentu firmy OPaLL-AGRI s.r.o.

Cíle diplomové práce jsou splněny.

8 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

Knihy a příručky:

- [1] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1.vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 130s., ISBN 978-80-248-1860-3.
- [2] KUMHÁLA, František. *Zemědělská technika: stroje a technologie pro rostlinnou výrobu*. Vyd. 1. V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2007, 426 s. ISBN 978-80-213-1701-7.
- [3] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Albra - Pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2003., ISBN 80-86490-74-2.
- [4] PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008, vi, 140 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
- [5] PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy*. 2. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2005, 154 s. ISBN 80-248-0857-9.
- [6] ZELENÝ, Jiří. *Stavba strojů - strojní součásti*. 2. vydání. Brno: Computer Press, 2007. 158 s. ISBN 80-7226-311-0.

Internet:

- [7] Auto Reset: Kverneland Group Czech. *Kverneland Group Czech* [online]. © 2008- [cit. 2015-04-14] Dostupné z: <http://www.kvernelandgroup.cz/cz/kverneland/produkty/priprava-pudy/pluhy/prislusenstvi-pluhu/non-stop-jistení-auto-reset/>
- [8] Catalogo prodotti 2014. Milano, 2014. Dostupné z: <http://www.fox.it/flip2014/index.html>
- [9] Hydraulický membránový akumulátor. Sulzbach, 2009. Dostupné z: http://www.ehydraulika.eu/fotky5404/fotov/_ps_165Akumulator-SBO.pdf
<i>Catalogo prodotti 2014</i>. Milano, 2014.

- [10] LEMKENlive. LEMKEN - Non-Stop overload safety device. In: Youtube [online]. Publikováno 04. 04. 2012 [vid. 2013-10-30]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=S-HWvDeT7as>
- [11] Nesené otočné pluhy JUPITER II. <i>OPaLL-AGRI s.r.o.</i> [online]. © 2013- [cit. 2015-04-14]. Dostupné z: http://www.opall-agri.cz/nesene-otocne-pluhy-jupiter-ii
- [12] Nesené otočné pluhy: LEMKEN EurOpal a VariOpal. Alpen, 2007. Dostupné z: http://lemken.cz/files_zbozi/10-neseny-pluh.pdf
- [13] Otočné pluhy: KUHN MASTER, Řada 123 a153. Francie, 2014. Dostupné z: [http://www.kuhncenter.cz/internet/prospectus.nsf/ProspectusParCodeLangu/451897E256C4AADFC1257C22002ADD31/\\$File/MASTER_123-153_CZ.pdf](http://www.kuhncenter.cz/internet/prospectus.nsf/ProspectusParCodeLangu/451897E256C4AADFC1257C22002ADD31/$File/MASTER_123-153_CZ.pdf)
- [14] Prodejní katalog hutního materiálu. Dolní Lhota u Luhačovic, 09/2011. Dostupné z: http://www.hydraulics.cz/katalog_hutniho_materialu.pdf
- [15] SERVO NOVA: nonstop jištění těles pluhů. <i>PÖTTINGER Zemědělské stroje: Česká republika</i> [online]. 21.11.2012 [cit. 2015-04-14]. Dostupné z: http://www.poettinger.cz/cs_cz/Newsroom/Artikel/5544/servo-nova-nonstop-jisteni-teles-pluhu
- [16] XCELCIOR CX-F. <i>Kongskilde</i> [online]. © 2012- [cit. 2015-04-14]. Dostupné z: http://www.kongskilde.com/Agriculture/Soil/Ploughing/Fully%20mounted%20reversible%20plough/XCELSIOR%20CX%20F

9 SEZNAM PŘÍLOH

	NÁZEV:	ČÍSLO VÝKRESU:	FORMÁT:
Příloha A:	Sestavný výkres: Jištění orebních těles	PAL0058-SN2KIE01-01	A0
Příloha B:	Výrobní výkres: Tělo držáku - svařenec	PAL0058-SN2KIE01-02	A2
Příloha C:	Výrobní výkres – Pístní tyč	PAL0058-SN2KIE01-03	A4
Příloha D:	Výrobní výkres – Pístnice	PAL0058-SN2KIE01-03-01	A4
Příloha E:	Výrobní výkres – Píst	PAL0058-SN2KIE01-03-02	A4
Příloha F:	Výrobní výkres – Těleso hydromotoru	PAL0058-SN2KIE01-04	A4
Příloha G:	Výrobní výkres – Uchycení válce	PAL0058-SN2KIE01-04-01	A4
Příloha H:	Výrobní výkres – Těleso válce	PAL0058-SN2KIE01-04-02	A4
Příloha I:	Uspořádání držáků orebních těles na rámu pluhu	I	A4
Příloha J:	Uspořádání držáků orebních těles na rámu pluhu - svislý výkyv	II	A4
Příloha K:	Uspořádání držáků orebních těles na rámu pluhu - svislý výkyv 2	III	A4
Příloha L:	Uspořádání držáků orebních těles na rámu pluhu - boční výkyv	IV	A4
Příloha M:	Uspořádání držáků orebních těles na rámu pluhu - boční výkyv 2	V	A4

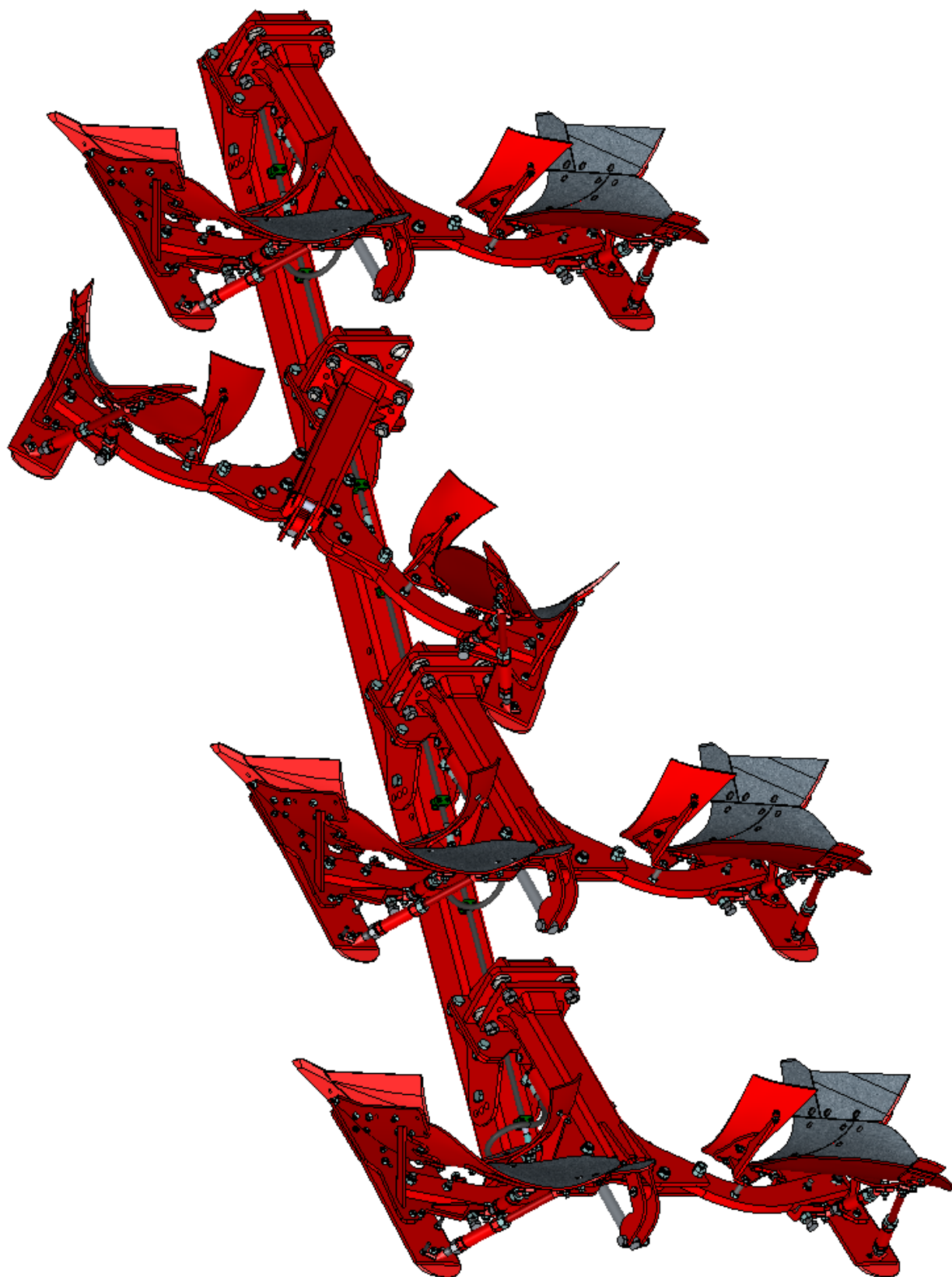
Příloha N:	Pevnostní analýza konstrukce non-stop jištění – Von Mises	VI	A4
Příloha O:	Pevnostní analýza konstrukce non-stop jištění 2 – Von Mises	VII	A4
Příloha P:	Pevnostní analýza konstrukce non-stop jištění – Posunutí	VIII	A4
Příloha Q:	Datový nosič CD	Palicka_Michal_Zarizeni _proti_pretizeni_orebniho_ustroji_DP.pdf Jisteni_oreb_teles.pdf Pist.pdf Pistni_tyc.pdf Pistnice.pdf Teleso_hydromotoru.pdf Teleso_valce.pdf Telo_drzaku- svarenec.pdf Uchyceni_valce.pdf Zarizeni_proti_pretizeni_orebniho_ustroji.STEP	

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Tomáši Kubínovi, Ph.D a firmě
OPaLL-AGRI s.r.o., speciálně pak jejímu konstruktérskému týmu, za odborné vedení a
cenné rady poskytnuté při zpracování diplomové práce.

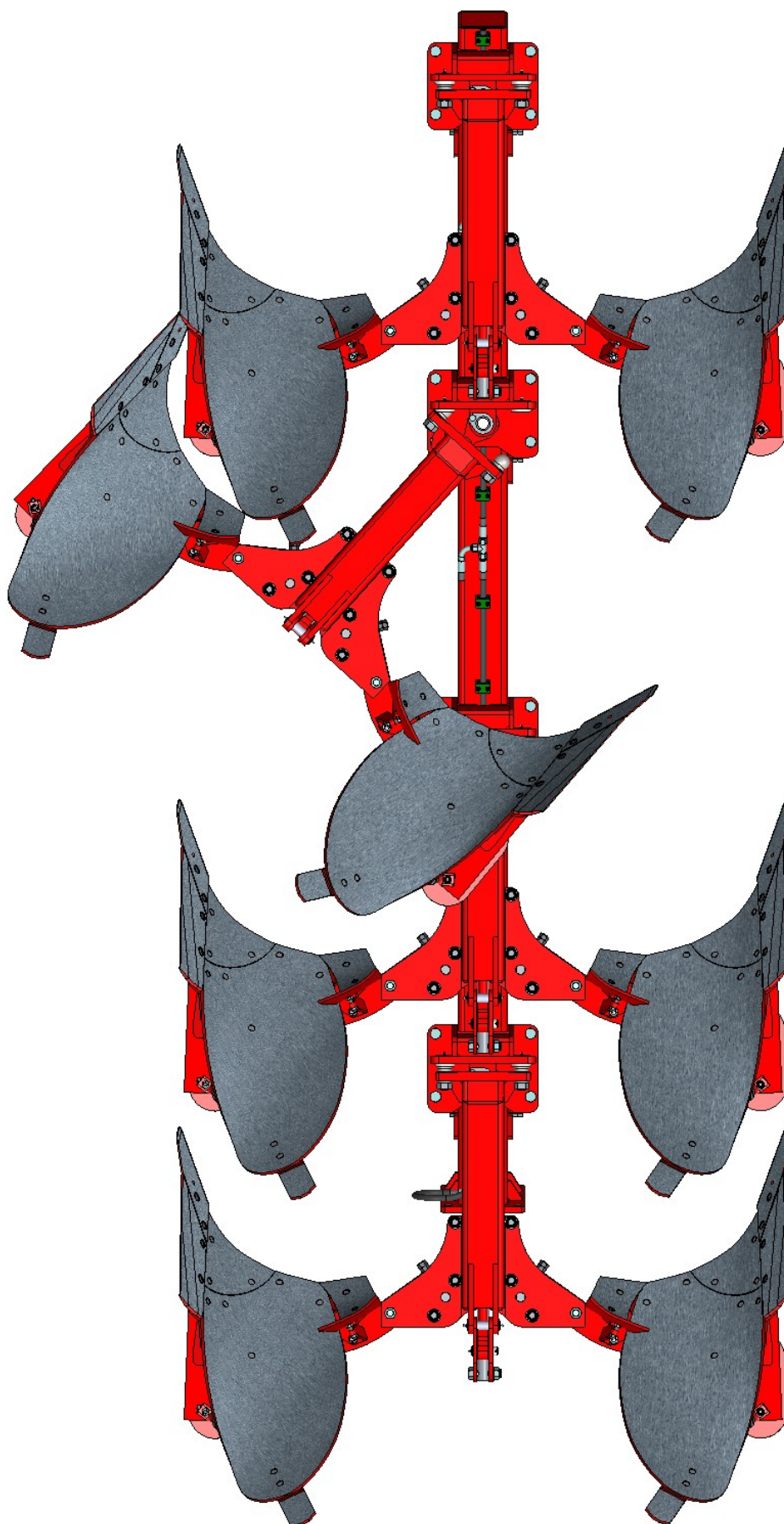
Příloha I: Uspořádání držáků orebních těles na rámu pluhu



Příloha J: Uspořádání držáků orebních těles na rámu pluhu - svislý výkyv



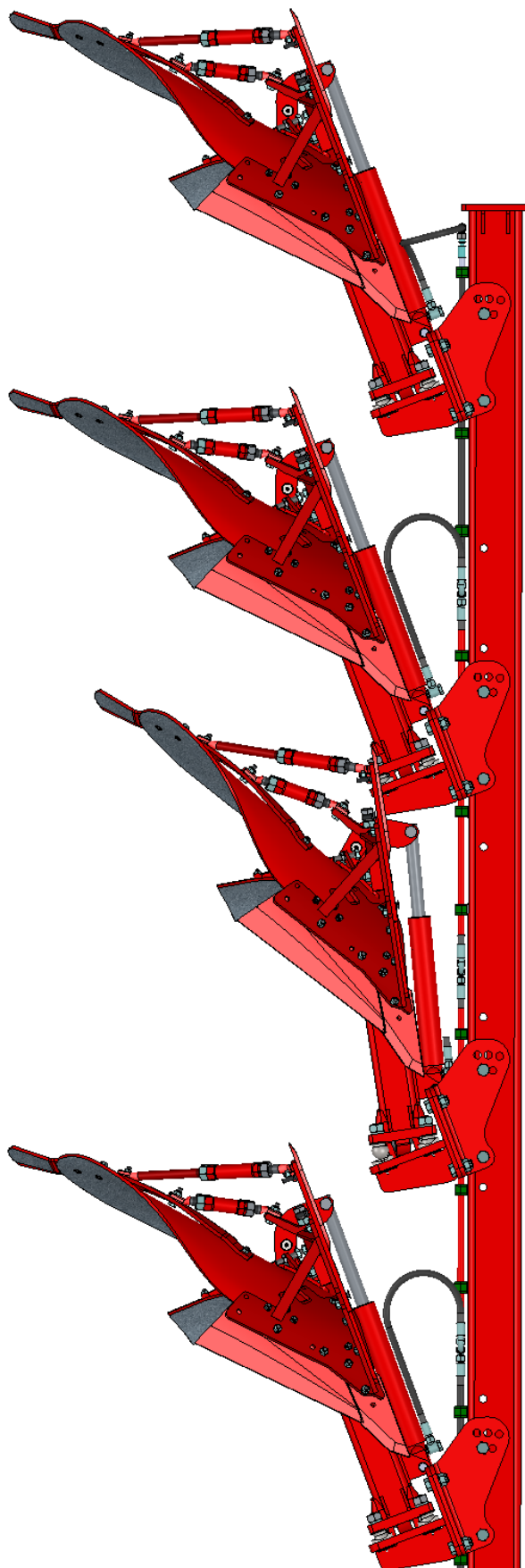
Příloha K: Uspořádání držáků orebních těles na rámu pluhu - svislý výkyv 2



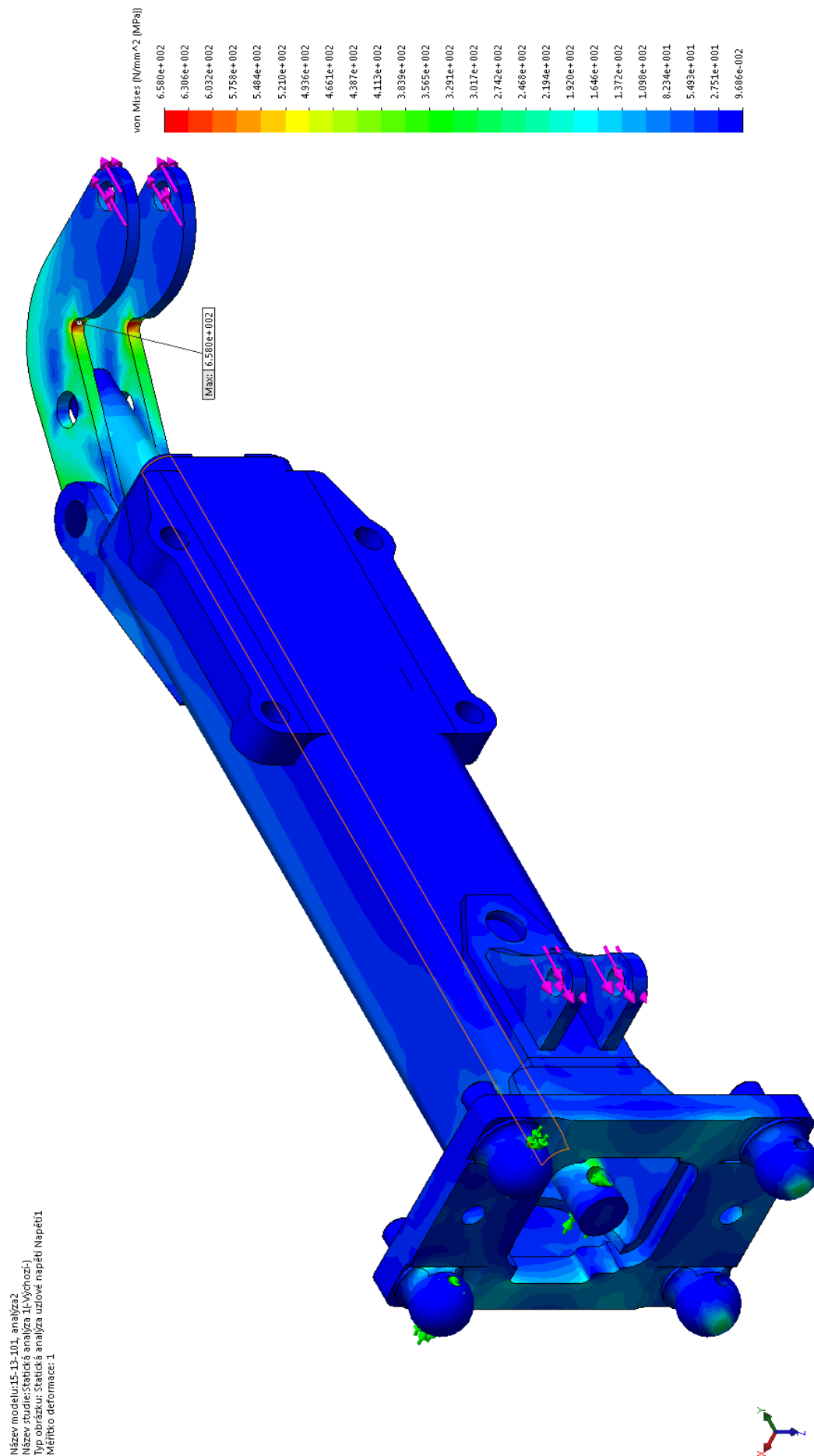
Příloha L: Uspořádání držáků orebních těles na rámu pluhu - boční výkyv



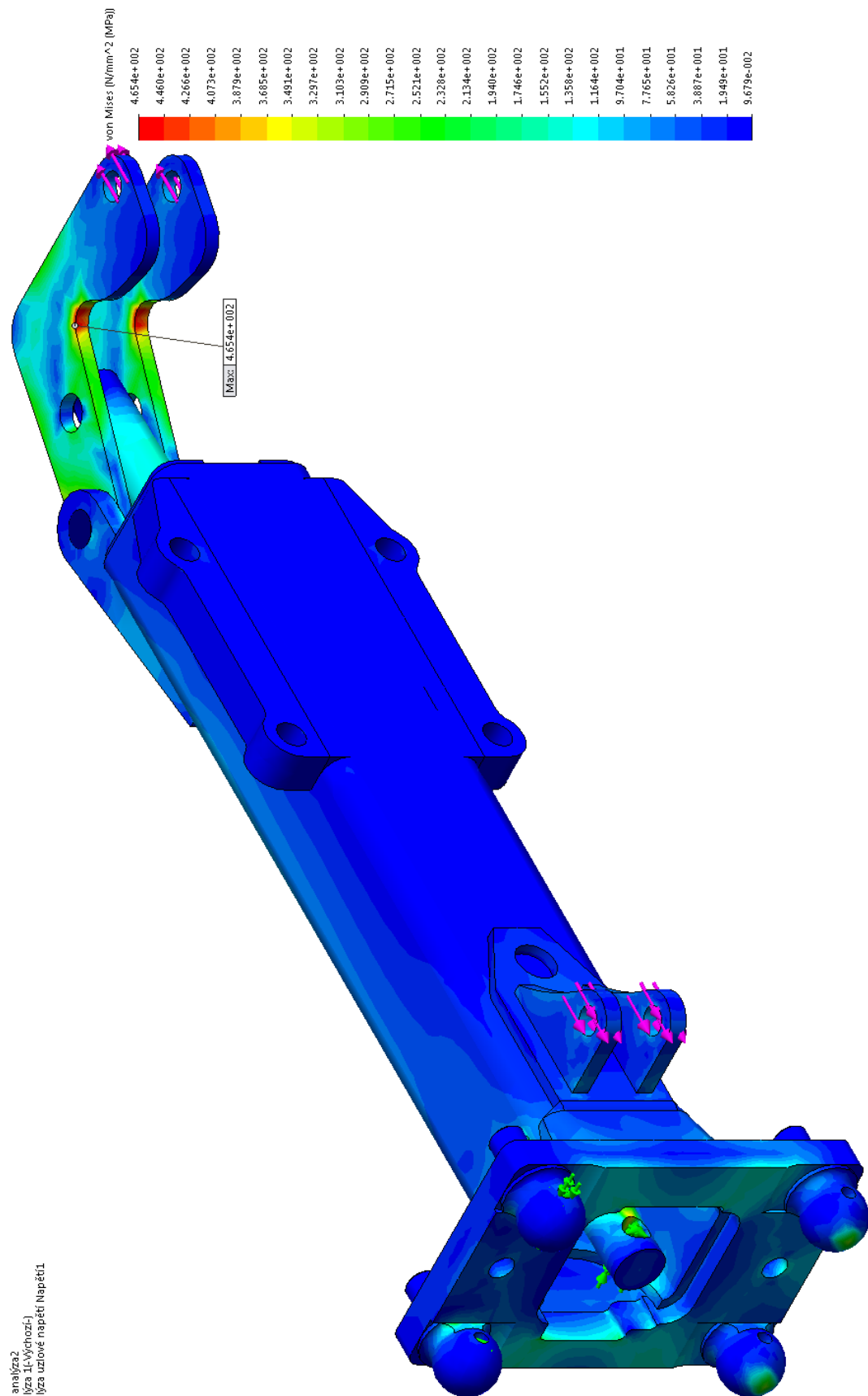
Příloha M: Uspořádání držáků orebních těles na rámu pluhu - boční výkyv 2



Příloha N: Pevnostní analýza konstrukce non-stop jištění – Von Mises



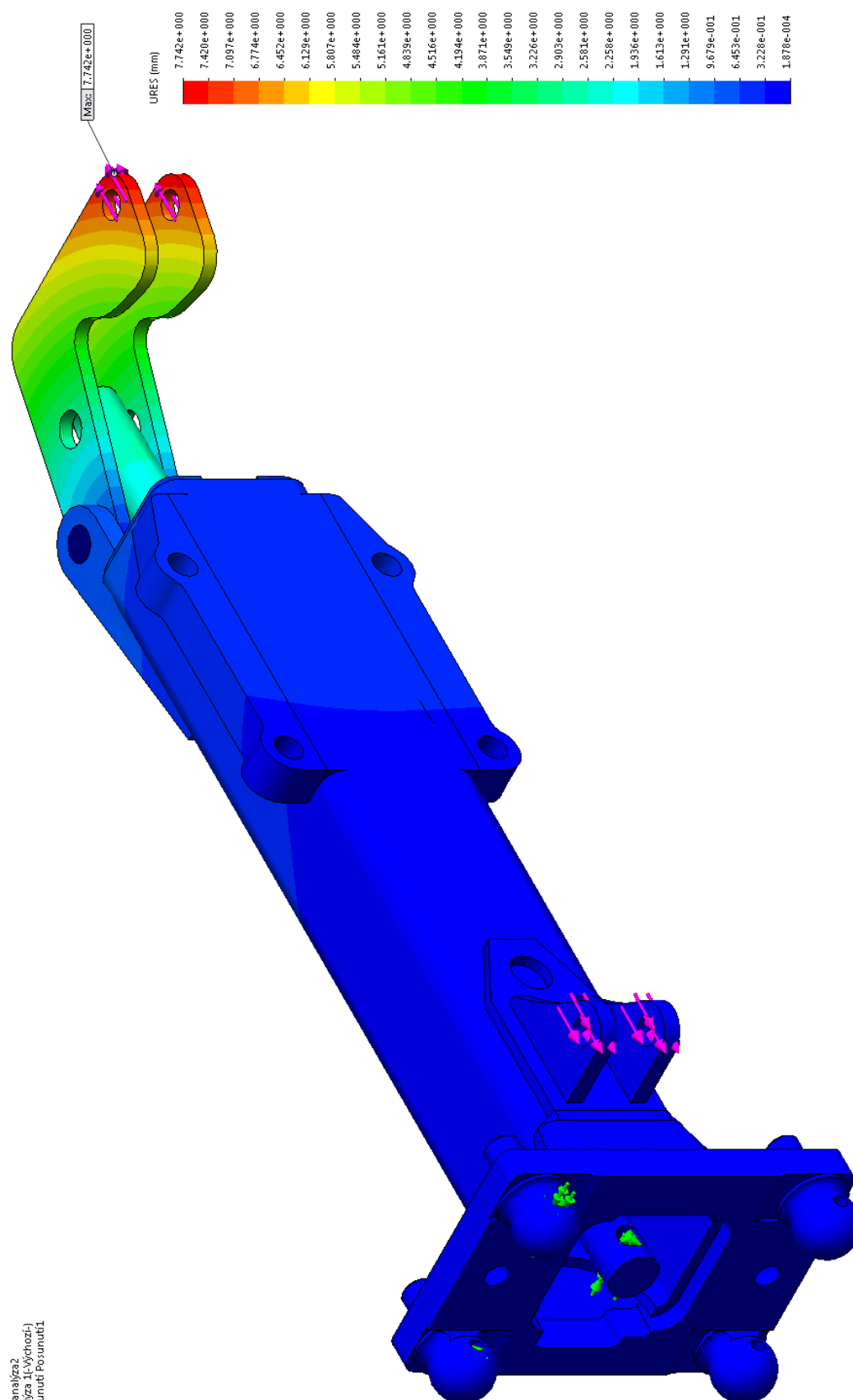
Příloha O: Pevnostní analýza konstrukce non-stop jištění 2 – Von Mises



Název modelu: 15-13-101_analyza2
Název studie: Statická analýza 1(-Východ-)
Typ obrázku: Statická analýza uztíže napětí Napětí
Měřítko deformace: 1



Příloha P: Pevnostní analýza konstrukce non-stop jištění – Posunutí



Název modelu: 15-13-101_analýza2
 Název studie: Statická analýza 1t-Výchozí-j
 Typ obrázku: Statické posunutí Posunutí
 Měřítko deformace: 1

